



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LETECKÝ ÚSTAV

INSTITUTE OF AEROSPACE ENGINEERING

**KOMPRESOROVÝ SYSTÉM MODERNÍCH
TURBODMYCHADLOVÝCH MOTORŮ**

COMPRESSOR SYSTEM OF MODERN TURBOFAN ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Rajnošek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Miroslav Šplíchal, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Letecký ústav
Student: **Jakub Rajnošek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Miroslav Šplíchal, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Kompresorový systém moderních turbodmychadlových motorů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Moderní turbodmychadlové motory vyžívají kompresorový systém s řadou inovací, které zvyšují jejich účinnost. Úkolem studenta je popsat tyto inovace včetně probíhajících výzkumných projektů.

Cíle bakalářské práce:

- 1) Rozbor hlavních požadavků kladených na kompresorový systém, s důrazem na faktory ovlivňující účinnost.
- 2) Rešerše probíhajícího výzkumu a vývojových trendů.
- 3) Zhodnocení poznatků a definování pravděpodobného směru vývoje.

Seznam doporučené literatury:

OTT, A.: Pohon letadel /Brno :Nakladatelství VUT Brno,1993. Vyd. 1. 168 s. : il. ISBN 80-214-0522-8.
SFORZA, P. M.: Theory of aerospace propulsion / Second edition. xx, ISBN 978-0-12-809326-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jaroslav Juračka, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá inovacemi v kompresorových systémech moderních turbodmychadlových motorů a probíhajícími projekty, jejichž cílem je zvýšení účinnosti kompresorů. V první části jsou popsány základní parametry kompresoru s důrazem kladeným na účinnost. Druhá část zpracovává ztráty, které vedou k poklesu účinnosti. V třetí části jsou popsány příklady projektů a inovací, které se věnují oblasti zvyšování účinnosti kompresorů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Axiální kompresor, účinnost, stlačení, výzkum

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with innovations in compressor systems of modern turbofan engines and ongoing projects aimed at increasing the efficiency of compressor. The first part describes the basic parameters of the compressor with emphasis on efficiency. The second part deals with losses that lead to a decrease in efficiency. The third part describes examples of projects and innovations that focus on increasing the efficiency of compressor.

KEYWORDS

Axial compressor, efficiency, pressure ratio, research

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RAJNOŠEK, Jakub. *Kompresorový systém moderních turbodmychadlových motorů* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129650>.

Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Letecký ústav.
Vedoucí práce Ing. Miroslav Šplíchal, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu práce Ing. Miroslavu Šplíchalovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné připomínky při konzultacích u vypracování této bakalářské práce.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Miroslava Šplíchala, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

TITULNÍ STRANA	1
ZADÁNÍ ZÁVĚREČNÉ PRÁCE	3
ABSTRAKT	5
KLÍČOVÁ SLOVA	5
ABSTRACT	5
KEYWORDS	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	6
PODĚKOVÁNÍ	7
PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE	7
OBSAH	8
ÚVOD	10
1 PRINCIP FUNGOVÁNÍ AXIÁLNÍHO KOMPRESORU	11
1.1 Princip funkce turbínového motoru	11
1.2 Kompresor turbínového motoru	12
1.3 Axiální kompresor	13
1.4 Rychlostní trojúhelník	14
1.5 Stupeň reakce	15
1.6 Transsonický kompresor	17
2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY KOMPRESORU	18
2.1 Stlačení kompresoru	18
2.2 Měrná práce kompresoru	19
2.3 Účinnost kompresoru	21
2.3.1 Izoentropická účinnost	21
2.3.2 Polytropická účinnost	23
3 PRACOVNÍ CHARAKTERISTIKA KOMPRESORU	24
4 ZTRÁTY V AXIÁLNÍM KOMPRESORU	25
4.1 Ztráty energie v kompresoru	25

4.2 Vyjádření účinnosti kompresoru za pomoci ztrát	27
4.3 Ztráty nevýpočtovým (nenávrhovým) úhlem náběhu	28
4.4 Ventilační ztráta rotoru	29
4.5 Okrajové ztráty a sekundární proudění	29
4.6 Ztráty radiální mezerou	30
4.7 Ztráty vzájemným účinkem lopatkových mříží	31
4.8 Profilové ztráty	32
4.8.1 Ztráty třením v mezní vrstvě	33
4.8.2 Ztráty vířením při odtržení proudu od profilu	34
4.8.3 Ztráty vířením za odtokovou hranou lopatky	35
4.8.4 Ztráty rázovou vlnou při nadzvukovém proudění	36
5 SHRUTÍ VLIVU ZTRÁT NA ÚČINNOST KOMPRESORU	37
6 VÝZKUMY A VÝVOJOVÉ TRENDY V OBLASTI ÚČINNOSTI AXIÁLNÍCH KOMPRESORŮ	39
6.1 Výzkumné projekty	39
6.2 Výzkumy zvyšování účinnosti axiálních kompresorů	41
6.3 Tvarování lopatek pomocí 3D metod (sweep and lean)	43
6.4 Použití vírových kanálů (prstenců)	47
6.5 Protiběžné rotory	50
6.6 Aktivní metody řízení proudění	51
6.6.1 Vyfukování	51
6.6.2 Odsávání mezní vrstvy	53
6.6.3 Aktivní řízení radiální mezery	57
7 SHRUTÍ VLIVU INOVACÍ NA ÚČINNOST KOMPRESORU	59
8 ZÁVĚR	60
9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	61
10 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN	68
11 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	70
12 SEZNAM TABULEK	72

ÚVOD

V souvislosti s rychlým rozvojem letecké dopravy v 50. letech 20. století a stále vyššími požadavky na výkonnost byly pístové motory postupně nahrazeny lopatkovými motory, které se vyznačují vyššími výkony při vysokých rychlostech. Lopatkové motory dále můžeme rozdělit do několika hlavních skupin podle jejich koncepce: motory jednoproudové, které se vyznačují vysokými výkony při nadzvukových rychlostech, turbodmychadlové, které dosahují nižších rychlostí, ale jsou efektivnější a dnes jsou u dopravních letadel nejpoužívanější a turbovrtulové, které naopak pracují lépe při rychlostech nižších ($500 - 600 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) a díky své vysoké propulzní účinnosti dosahují největší úspory paliva. [1] [2]

Nedílnou součástí všech moderních turbínových motorů je kompresor, jehož úkolem v rámci pohonné jednotky je stlačovat vzduch. K tomu využívá energii dodávanou turbínou. Stlačený vzduch je dále dodáván do spalovací komory, kde se přivádí energie formou spalování paliva. Tato energie je následně využita k pohonu turbíny a pro vytváření tahu. Pro zajištění správné činnosti (práce) turbínového motoru je na kompresor kladena řada požadavků. Mezi hlavní požadavky patří schopnost stabilně dodávat požadované množství hmotnostního toku vzduchu s požadovaným stlačením ve velkém pracovním rozsahu. Dalšími požadavky na kompresor jsou vysoká účinnost a nízká hmotnost. [1] Tyto požadavky spolu s konstrukcí kompresoru jsou podrobněji rozebrány v kap. 1 a 2.

U moderních turbodmychadlových motorů se používají kompresory axiální, které oproti dříve používaným radiálním kompresorům dosahují vyššího celkového stlačení a umožňují dodávat větší hmotnostní průtok vzduchu. Axiální kompresory jsou však oproti radiálním konstrukčně složitější. [3] Axiální kompresory vyžadují složitější vnitřní aerodynamiku a pro dosažení potřebného stlačení je třeba větší počet stupňů. Konstrukteři axiálních kompresorů se snaží přicházet s řešeními, která vedou ke zefektivnění práce kompresoru a také ke snížení počtu stupňů.

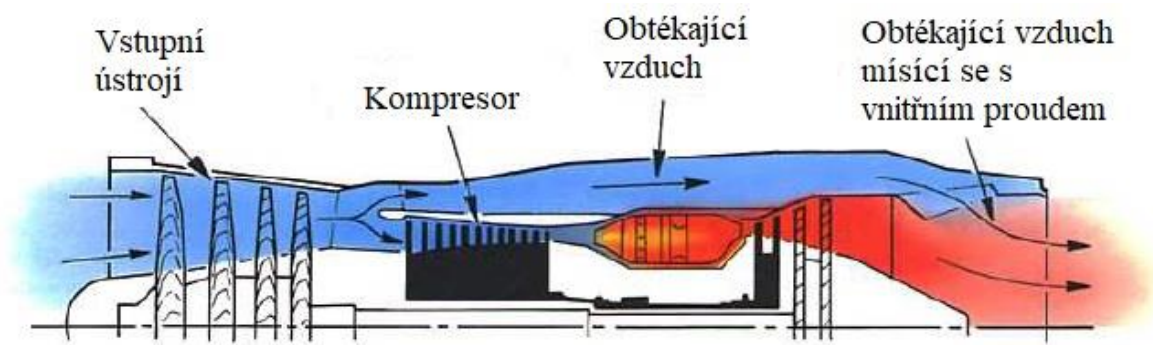
Tato práce se tedy zabývá axiálními kompresory, které jsou nejčastější volbou pro moderní turbodmychadlové motory. Nejdříve jsou vysvětleny základní požadavky na axiální kompresor s důrazem na účinnost v souvislosti se ztrátami. V další části se soustředí na projekty jejichž součástí jsou výzkumy, které se soustředí na zvyšování účinnosti kompresorů. Je zde popsáno několik rozdílných výzkumů, které se zaměřují na odlišné způsoby zvyšování účinnosti kompresoru za pomoci snižování ztrát v kompresoru vznikajících.

1 PRINCIP FUNGOVÁNÍ AXIÁLNÍHO KOMPRESORU

V této kapitole jsou popsány základní principy fungování axiálních kompresorů spolu s jejich rozdělením v závislosti na rychlosti proudění. Zároveň jsou zde popsány základní požadavky pro návrh kompresoru.

1.1 Princip funkce turbínového motoru

Abychom lépe pochopili účel kompresoru musíme si vysvětlit princip fungování pohonné jednotky jako celku. Při funkci pohonné jednotky proud vzduchu vstupuje do soustavy skrze vstupní ústrojí, kde je vzduch zpomalován a usměrňován na kompresorový systém. V kompresorovém systému je tento vzduch postupně stlačován na jednotlivých stupních kompresoru prostřednictvím přeměny mechanické energie turbíny na energii kinetickou. K této přeměně dochází pomocí rotoru, kde se lopatky otáčejí vysokou rychlostí. Kinetická energie je dále přeměněna na energii tlakovou, za pomoci statoru. Do stlačeného proudu vzduchu je dále ve spalovací komoře vstřikováno palivo, které hoří za téměř konstantního tlaku. Tím vzniká tepelná energie, která je spolu s tlakovou energií měněna na energii kinetickou, která je za pomoci pohyblivých lopatek turbíny měněna na mechanickou energii. Tato mechanická energie je dále využívána pro pohyb kompresoru. Dle způsobu využití zbývající energie se motory rozdělují na jednoproudové a dvouproudové. U jednoproudového motoru je tato energie využita pouze k urychlení spalín. Zbývající energie ve dvouproudovém motoru je využita buď na urychlení spalín, nebo je zachycena tzv. volnou turbínou, která přes hřídel pohání dmychadlo. Dmychadlo umístěné před kompresorem stlačuje vzduch a dělí jej do dvou proudů. První tzv. vnitřní proud vstupuje přímo do kompresoru, kde je dále stlačován. Druhý tzv. vnější proud obtéká kompresor a vytéká z motoru vlastní tryskou. Na obr. 1-1 můžeme vidět schéma dvouproudového motoru. [1] [3]



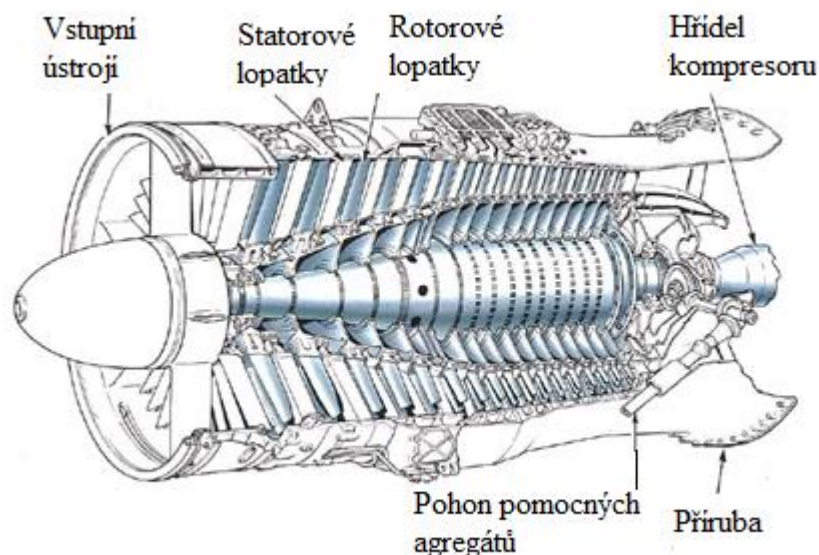
Obr. 1-1 Schéma dvouproudového motoru. [3]

1.2 Kompresor turbínového motoru

Základní funkcí kompresoru je stlačování procházejícího média (vzduchu) na požadovanou úroveň a v požadovaném množství. U proudových motorů využíváme tzv. dynamické kompresory, jelikož je objem průchozího vzduchu příliš vysoký pro použití kompresorů objemových. Dynamický nebo též rychlostní kompresor pracuje s kontinuálním proudem média, které lopatkami urychluje a následně využitím difuzorních kanálů přeměňuje kinetickou energii média na tlakovou. Kompresory objemové využívají ke zvýšení tlaku zmenšení objemu pracovního prostoru. Dynamické kompresory pro zajištění funkčnosti, potřebují stabilní průtok vzduchu. Z hlediska konstrukce kompresory dělíme na: [1]

- Radiální
- Axiální

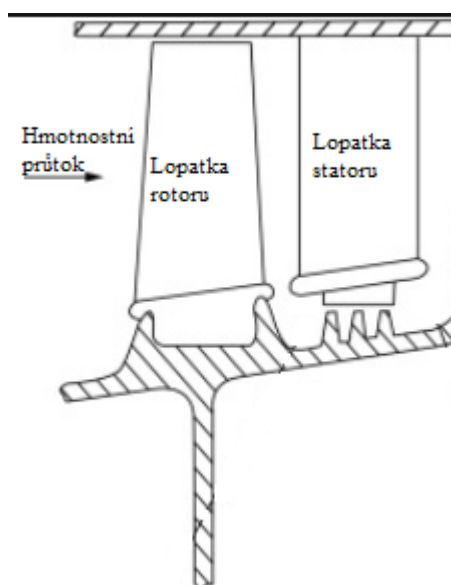
Pro naše potřeby budeme pracovat pouze s kompresory axiálními. Příklad axiálního kompresoru můžeme vidět na obr. 1-2. Je to dáno tím, že radiální kompresory nedokážou dosáhnout vysoké úrovně celkového stlačení a mají omezený objemový průtok média, dosahují tedy nižší účinnosti oproti kompresorům axiálním. [3] V závislosti na rychlosti proudění v okolí lopatek axiální kompresory dělíme na subsonické a transsonické. Přestože se subsonické kompresory vyznačují vyšší účinností stupně, dosahují jednotlivé stupně nižšího stlačení oproti transsonickým kompresorům. Proto je nutné použití většího počtu stupňů, čímž vznikají další ztráty. Při snaze konstruktérů o optimální řešení se proto stále častěji používají transsonické kompresory. [4]



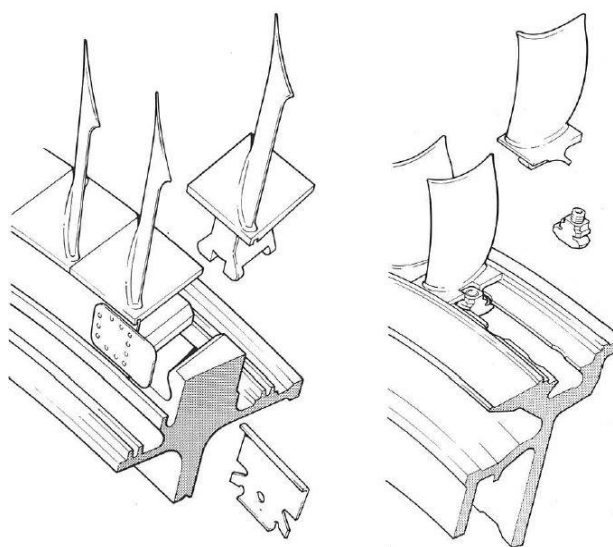
Obr. 1-2 Řez víceetapovým axiálním kompresorem. [3]

1.3 Axiální kompresor

Stupeň axiálního kompresoru tvoří rotor a stator viz obr. 1-3. Řazením stupňů za sebe docílíme potřebné stlačení. Pro zlepšení chování proudění se kompresor vybavuje různými technologiemi, jako odpouštění vzduchu, natáčení statorových lopatek, a jiné. Proto hovoříme o systému kompresoru. Nyní se podrobně zaměříme na popis a práci jednoho stupně. Rotor je pohyblivá část stupně, skládající se z lopatek, které jsou spojeny s hřídelí kompresoru pomocí disků se závěsy znázorněných na obr. 1-4. Závěsy slouží k tomu, aby lopatka roznesla rovnoměrně zatížení do rotoru. Zajištění je nutné z důvodu vysokých otáček rotoru, které má za následek vznik velkých odstředivých sil, působících na lopatky. V rotoru je hmotnostní tok urychlován a dochází k zvyšování kinetické energie. [4]

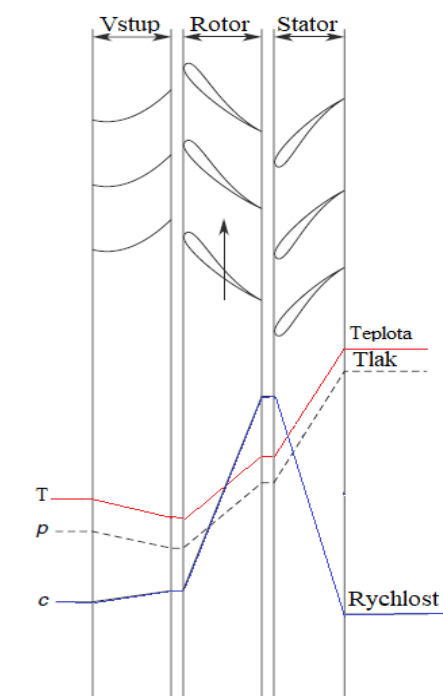


Obr. 1-3 Lopatkování stupně kompresoru. [63]



Obr. 1-4 Upevnění lopatek rotoru k disku. [3]

Statorové lopatky jsou pevně spojeny se skříní kompresoru následující po rotorové části. Zde je kinetická energie měněna na energii tlakovou, kdy dochází ke zpomalování proudu vzduchu a zvyšování tlaku. Ačkoliv je stlačení na stupeň poměrně nízké, každý další přidávaný stupeň zvyšuje stlačení stupně předcházejícího. Tím lze dosáhnout vysokých hodnot celkového stlačení. [5] Na obr. 1-5 je vidět lopatková mříž stupně kompresoru. Před stupeň kompresoru jsou někdy umístěny rozváděcí lopatky. Ty slouží k usměrnění proudu na lopatky rotoru a zvýšení měrné práce stupně.



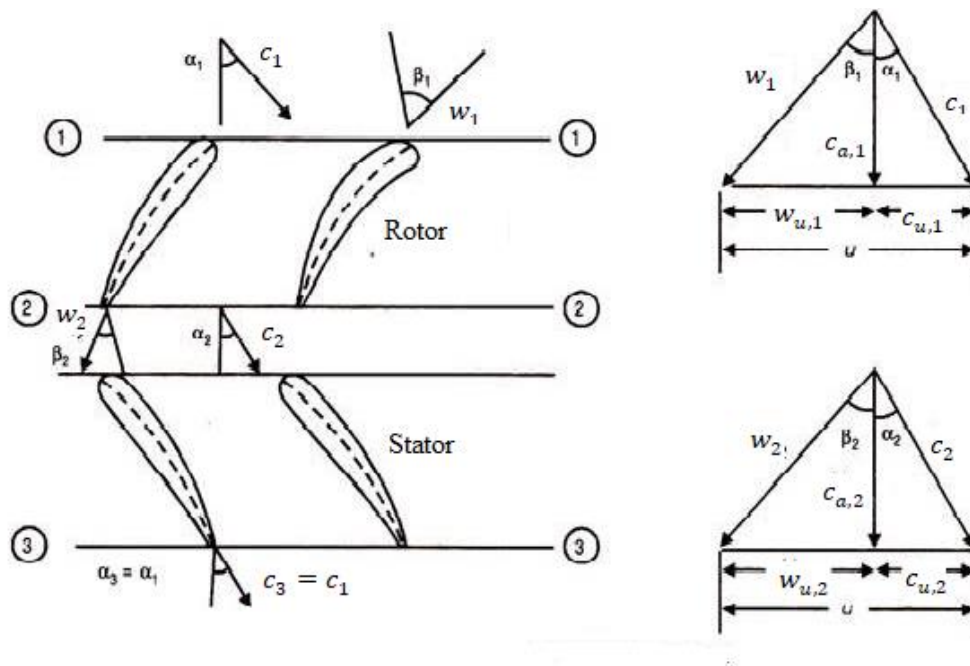
Obr. 1-5 Průběh statického tlaku – p , absolutní rychlosti média – c a teploty – T na stupni kompresoru. [62]

1.4 Rychlostní trojúhelník

Rychlostní trojúhelník slouží ke grafickému vyjádření rychlostních parametrů a nastavení základní geometrie lopatek kompresoru. Axiální kompresor pracuje na principu předávání práce průchozímu vzduchu za pomoci jeho zrychlování a stlačení. [6] Pracovní médium vstupuje do rotoru určitou absolutní rychlostí c_1 pod úhlem α_1 . Když tuto rychlost vektorově složíme s unášivou složkou rychlosti u , dostaneme vektor rychlosti relativní w_1 . Tato rychlost nám udává rychlost proudu vůči lopatkám kompresoru pod úhlem β_1 . [9]

Na výstupu opouští pracovní látka rotor relativní rychlostí w_2 , za pomoci které, při složení s unášivou rychlostí u , dostaneme absolutní rychlost na výstupu c_2 . Touto absolutní rychlostí, která je vyšší než absolutní rychlost c_1 , vstupuje médium do statoru, kde dochází k nárůstu statického tlaku vlivem zpomalování proudu. Stator následně opouští látka o absolutní rychlosti c_3 . [9]

Za pomoci rychlostních trojúhelníků tedy můžeme navrhnout optimální tvar lopatek. Optimální tvar lopatky je důležitý z hlediska správného úhlu náběhu, kdy nesprávný tvar může způsobit odtržení proudu. Následkem odtržení proudu je následně pokles účinnosti kompresoru. [5] Na obr. 1-6 můžeme vidět znázornění rychlostního trojúhelníku s rozloženými složkami jednotlivých rychlostí. [21] Za pomoci rozložených složek rychlostí jako jsou unášivá absolutní rychlost c_u , unášivá relativní rychlost w_u a axiální absolutní rychlost c_a můžeme rovněž vyjádřit síly působící na médium. [6] Zároveň lze za pomoci složek rychlostí vyjádřit práci stupně kompresoru viz kap. 2.2.



Obr. 1-6 Rychlostní trojúhelník stupně kompresoru. [64]

1.5 Stupeň reakce

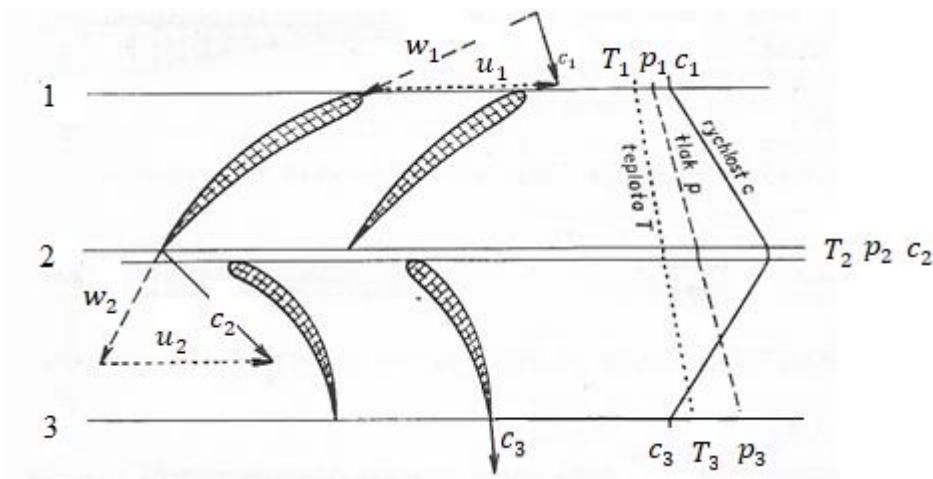
Stupeň reakce slouží k získání přesnějšího návrhu lopatek za pomoci empirických vztahů. Stupeň reakce má velký význam pro konstrukci kompresoru, kdy na rozdíl od rychlostních trojúhelníků, řeší stupeň reakce návrh geometrie lopatek jako trojrozměrnou úlohu. Stupeň reakce využívá rychlostních trojúhelníků ke znázornění změny rychlosti, a s tím související změnu teploty a tlaku, mezi rotorem a statorem viz obr. 1-7. [1] V závislosti na stupni reakce se mění profil lopatek stupně kompresoru, a tím i účinnost stupně a jeho stlačení. V souvislosti s účinností se od stupně reakce odvíjí i ztráty na výstupu ze stupně. Stupeň reakce získáme vyjádřením z rychlostního trojúhelníku, nebo za pomoci změny entalpie rotorové části ku celkové změně entalpie na stupni, jako: [6] [9]

$$\%r = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_r + \Delta h_s} = \frac{(w_2^2 - w_3^2)}{(w_2^2 - w_3^2) + (c_3^2 - c_2^2)} \quad (2.1)$$

kde: $\%r$ – stupeň reakce

Δh_r – změna měrné statické entalpie rotoru

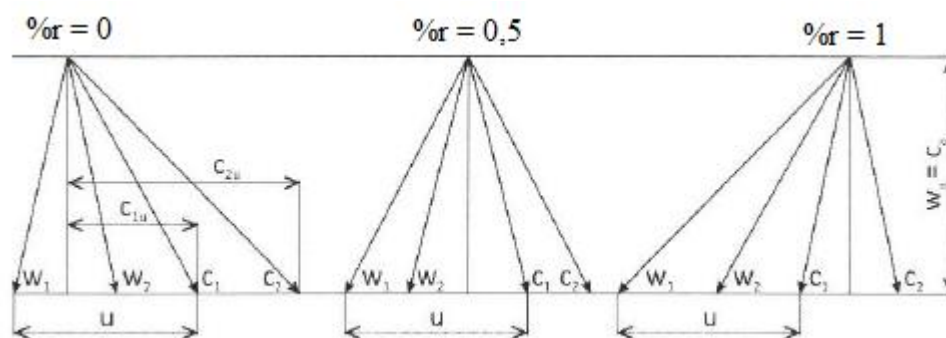
Δh_s – změna měrné statické entalpie statoru



Obr. 1-7 Změna rychlostního pole lopatkové mříže axiálního kompresoru. [1]

Hodnota stupně reakce bývá často volena 0,5. Je to dáno tím, že při této hodnotě jsou rychlostní trojúhelníky na vstupu i výstupu symetrické. Výhodou konstrukce symetrického stupně, tedy stupně s hodnotou reakce blízkou 0,5 je rovnoměrnost růstu statického tlaku v rotoru a statoru. Výsledkem této rovnoměrnosti je nejvyšší nárůst statického tlaku na stupeň a možnost použití menšího počtu stupňů. Nevýhodou symetrického stupně jsou vysoké ztráty na výstupu ze stupně způsobené vysokou axiální rychlostí. [5]

U axiálních kompresorů bývá dosaženo vyšší účinnosti v případě hodnoty stupně reakce vyšší než 0,5. Je to dáno tím, že axiální rychlost v tomto případě nedosahuje tak vysokých hodnot jako u symetrických stupňů a jsou tedy sníženy výstupní ztráty. Nevýhodou je nižší nárůst statického tlaku na stupeň, což je kompenzováno vyšším počtem stupňů. [5] Limitní hodnoty stupně reakce můžeme vidět na obr. 1-8, kde jsou znázorněny složky rychlostí za pomoci rychlostních trojúhelníků. Krajní hodnoty stupně reakce nám říkají, že stlačení na stupni probíhá buď pouze ve statoru $\%r = 0$ nebo pouze v rotoru $\%r = 1$.



Obr. 1-8 Rychlostní trojúhelník pro jednotlivé stupně reakce. [10]

1.6 Transsonický kompresor

Jedním z klíčových faktorů kompresoru je stlačení. Víme, že stlačení, a tedy i dodaná energie, jsou závislé na rychlosti proudění. [21] Zvýšení hmotnostního průtoku dosáhneme vyšší relativní rychlostí lopatek rotoru, proto se v moderních turbokompresorových motorech užívají transsonické kompresory. [4] Jak název napovídá, jedná se o kompresory, ve kterých dochází jak k podzvukové, tak i nadzvukové rychlosti proudění vzduchu. Rychlost vzduchu se zvyšuje od kořene lopatky, kdy na jejím konci dosahuje nadzvukové rychlosti. [15] [19]

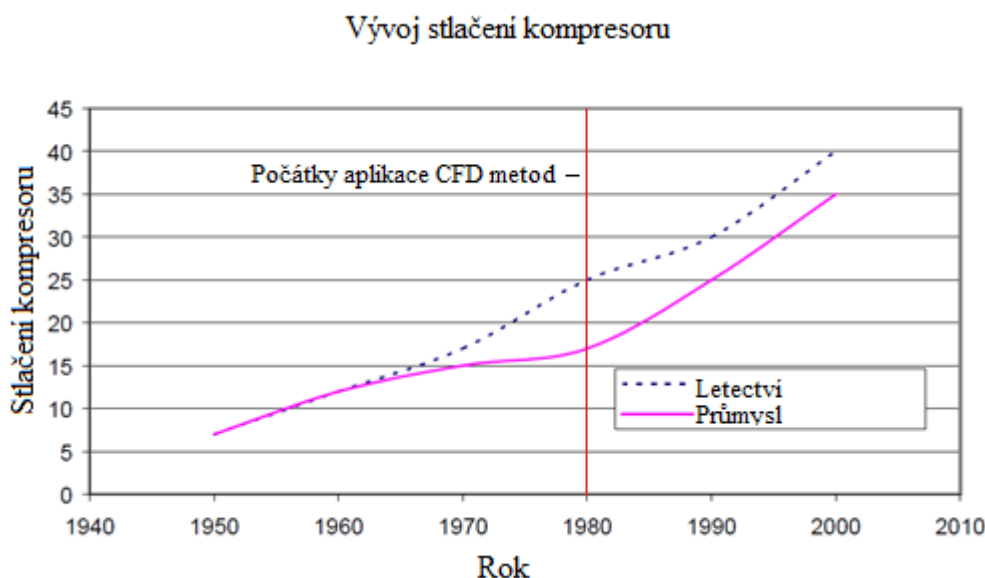
Oproti subsonickým kompresorům, transsonické kompresory dosahují nižší účinnosti. Vlivem přechodu mezi nadzvukovou a podzvukovou rychlostí dochází k nestabilnímu přechodu za vzniku rázových vln, které vznikají na konci lopatek a šíří se směrem ke kořenu lopatky. Tyto vlny mají za následek vznik ztrát. Zároveň však vlivem rázových vln dochází ke skokové změně statických stavů, kdy dochází k výraznějšímu nárůstu tlaku oproti subsonickým kompresorům. Lze tedy říct, že transsonické kompresory předávají médium více energie, na úkor nižší účinnosti a stability práce oproti kompresorům subsonickým. [15] [19]

2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY KOMPRESORU

V této kapitole jsou vysvětleny základní parametry kompresoru včetně doprovodných výpočtů. Mezi tyto parametry patří stlačení, měrná práce kompresoru a účinnost.

2.1 Stlačení kompresoru

Základním parametrem, který je pro konstruktéry důležitý při návrhu kompresoru je stlačení. Požadavek na vysoké hodnoty stlačení je dán snahou o vysokou termodynamickou účinnost motoru (viz Braytonův oběh). Při prostém řazení stupňů za sebe musí konstruktér vyvážit i ztráty které při stlačování vznikají, které eliminují přínosy zvýšené tepelné účinnosti. Rovněž jsme limitováni i hmotností a rozměry motorů. Na obr. 2-1 můžeme vidět graf vyjadřující pokrok dosažený v oblasti konstrukce axiálních kompresorů. Výrazný nárůst stlačení od roku 1980 lze vysvětlit začátkem používání počítačových CFD metod pro konstrukci kompresoru.



Obr. 2-1: Historický vývoj celkového stlačení axiálního kompresoru. [5]

Stlačení je poměr buď celkového nebo statického tlaku kompresoru na vstupu a na výstupu stupně. Celkový tlak vzniká součtem tlaku dynamického a statického. Dynamický tlak je vyjádřen změnou kinetické energie, která je dodávána za pomoci rotoru. V rotoru tedy dochází k nárůstu tlaku celkového. Ve statoru je kinetická energie rotoru měněna na tlakovou energii. Dochází tedy ke změně statického tlaku. Jelikož nedochází k dodávání energie zůstává celkový tlak stejný. [1] [10]

$$\pi_{k,st} = \frac{p_{a,3}}{p_{a,1}} = \frac{p_3}{p_1} \quad (2.0)$$

kde: $\pi_{k,st}$ – stlačení stupně kompresoru

$p_{a,3}$ – celkový tlak na výstupu

$p_{a,1}$ – celkový tlak na vstupu

$p_{1,3}$ – statický tlak

Přesto, že je zvýšení tlaku na jeden stupeň nízké, při použití vícero stupňů můžeme na konci axiálního kompresoru dosáhnout celkového tlakového poměru až 40:1. [5]

Abychom dosáhli požadovaného stlačení je třeba dodat vzduchu v kompresoru dostatek kinetické energie. Tato energie je vzduchu dodávána za pomoci přeměny mechanické energie rotoru na energii kinetickou. Množství energie předávané rotorem kompresoru vzduchu lze vyjádřit za pomoci měrné práce kompresoru. [9]

2.2 Měrná práce kompresoru

Měrná práce kompresoru slouží k vyjádření energie, která je dodávána vzduchu za pomoci rotoru. Tuto energetickou charakteristiku lze vyjádřit například použitím Eulerovy turbínové rovnice. [1] Za pomoci Eulerovy turbínové rovnice lze vyjádřit krouticí moment stupně lopatkového stroje [9]

Pracovní médium (vzduch), které proudí do motoru, má za následek vznik obvodových složek síly. Tyto síly jsou zároveň důvodem vzniku krouticího momentu M_k . Ten působí na hřídel rotoru ve směru osy jeho rotace. Zároveň rotor působí na tekutinu za pomoci krouticího momentu sil M_R . [6] [9] Pomocí obvodových složek rychlostí, vyjádřených z rychlostního trojúhelníku, můžeme rovnici pro krouticí moment napsat takto: [21]

$$dM_k = -dM_R = (r_1 c_{1,u} - r_2 c_{2,u}) d\dot{m} \quad (2.1)$$

kde: $r_{1,2}$ – poloměr lopatky kompresoru

$c_{1,u}$ – unášivá složka absolutní rychlosti na vstupu

$c_{2,u}$ – unášivá složka absolutní rychlosti na výstupu

M_k – krouticí moment od hřídele působící na rotor

M_R – krouticí moment působící na médium

$d\dot{m}$ – hmotnostní průtok

Ze znalosti krouticího momentu jsme schopni dopočítat elementární obvodový výkon P přenášený na rotor, součinem úhlové rychlosti ω a krouticího momentu. [9]

$$dP = \omega dM_k = (u_1 c_{1,u} - u_2 c_{2,u}) d\dot{m} \quad (2.2)$$

Odtud můžeme vyjádřit měrnou práci stupně kompresoru dodávanou rotorem jako poměr mezi elementárním obvodovým výkonem a hmotnostním průtokem jako: [21]

$$w_{u,st} = \frac{dP}{d\dot{m}} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} \quad (2.3)$$

kde: $w_{u,st}$ – měrná práce stupně dodávaná rotorem

Měrnou práci lze rovněž vyjádřit za pomoci zákona zachování mechanické energie jako: [21]

$$w_{u,st} = h_{1,c} - h_{2,c} \quad (2.4)$$

kde: $h_{1,c}$ – celková entalpie na vstupu do stupně

$h_{2,c}$ – celková entalpie na výstupu ze stupně

Ze spojení zákona zachování mechanické energie s rovnicí (2.3) s využitím celkové entalpie $h_c = h + \frac{1}{2}c^2$ vyplývá, že: [21]

$$w_{u,st} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = h_{1,c} - h_{2,c} \quad (2.5)$$

kde: h – statická entalpie

Z rovnice (2.5) tedy vyplývá, že hodnota měrné práce $w_{u,st}$ dodávaná rotorem je rovna měrné práci celého stupně kompresoru $w_{c,st}$. V předchozí kapitole jsme si řekli, že měrná práce předávaná vzduchu zvyšuje kinetickou energii vzduchu, která se následně ve statoru mění na energii tlakovou. Využitím Bernoulliho rovnice pro rotující kanál můžeme měrnou práci dodávanou stupni kompresoru vyjádřit v závislosti na tlaku takto: [21]

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_3}{\rho} + \frac{w_3^2}{2} - \frac{u_3^2}{2} + gz_3 + w_{c,st} \quad (2.6)$$

kde: ρ – hustota média

g – tíhové zrychlení

z – výška hladiny

Energii dodávanou stupněm kompresoru lze rovněž vyjádřit z termodynamického hlediska za použití zákona zachování mechanické energie takto: [1]

$$\Delta U + \Delta E_k = Q - E_m \quad (2.7)$$

kde: ΔU – změna vnitřní energie média

ΔE_k – změna kinetická energie média

Q – teplo dodané médiu

E_m – celková přiváděná energie

Z rovnice (2.7) za pomoci vhodných úprav viz [1] dostaneme rovnici pro hodnotu měrné práce stupně kompresoru ekvivalentní rovnici (2.5) jako: [1]

$$w_{c,st} = c_p(T_{3,c} - T_{1,c}) = -w_{u,st} \quad (2.8)$$

kde: T_c – celková teplota

Rovnice (2.8) je ekvivalentním vyjádřením měrné práce stupně kompresoru, kdy vycházíme z hlediska termodynamiky. Z rovnice (2.8) rovněž vyplývá, že čím vyšší je teplotní rozdíl, tím více práce je třeba dodat, aby bylo dosaženo potřebného stlačení. Tento teplotní rozdíl vyjadřuje nevyužitou energii ve smyslu ztrát kompresoru.

2.3 Účinnost kompresoru

Chceme-li znát, jak efektivně axiální kompresor pracuje, je třeba znát hodnoty využití práce do něj přivedené. V realitě nikdy nedosáhneme 100% účinnosti, protože jakákoliv energie dodaná v našem případě do kompresoru, bude navýšena o vzniklé ztráty. Obecně tedy účinnost uvažujeme jako poměr práce ideálního děje, k práci děje skutečného, ovlivněného vnějšími faktory. [1] [9]

2.3.1 Izoentropická účinnost

Budeme-li předpokládat, že nedochází k výměně tepla mezi kompresorem a jeho okolím, tedy $dQ=0$. Uvažujeme vratný adiabatický děj, který je zároveň dějem izoentropickým. Práci ideálního děje vyjádříme jako: [6] [11]

$$w_{c,iz} = c_p(T_{3,c,iz} - T_{1,c}) = h_{3,c,iz} - h_{1,c} \quad (2.9)$$

kde: $w_{c,iz}$ – měrná práce ideálního děje stupně kompresoru

c_p – měrná tepelná kapacita při stálém tlaku

V ideálním případě by všechna práce média byla převedena na zvýšení celkové entalpie soustavy, jak je ukázáno v rovnici (2.9), což by znamenalo adiabatický děj. [6]

Ačkoliv vycházíme z adiabatického děje, nepředpokládáme, že se jedná o bezztrátový děj. Účinnost stupně kompresoru tedy můžeme vyjádřit jako: [6]

$$\eta_{iz,st} = \frac{w_{c,iz}}{w_{c,st}} = \frac{h_{3,c,iz} - h_{1,c}}{h_{3,c} - h_{1,c}} = \frac{T_{3,c,iz} - T_{1,c}}{T_{3,c} - T_{1,c}} \quad (2.10)$$

kde: $\eta_{iz,st}$ – izoentropická účinnost stupně

Abychom mohli s rovnicí dále pracovat, musíme si určit charakteristickou rovnicí izoentropického děje, ve které jsou dosazeny hodnoty statického tlaku a teploty. Tedy hodnoty při nulové změně rychlosti proudění. [11]

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.11)$$

kde: γ – izoentropický exponent

$T_{1,3}$ – statická teplota

Následně, za pomoci dosazení do rovnice (2.10), získáme izoentropickou účinnost stupně pro statický stav ve tvaru: [6]

$$\eta_{iz,st} = \frac{T_{3,iz} - T_1}{T_3 - T_1} = \frac{\left(\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\frac{T_3 - T_1}{T_1}} \quad (2.12)$$

Po úpravě předchozího vztahu (2.12) můžeme zjistit celkový přírůstek tlaku na stupni jako: [6]

$$p_3 - p_1 = p_1 \left(\left(1 + \eta_{iz,st} \frac{(T_3 - T_1)}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right) \quad (2.13)$$

Dosazením do rovnice (2.9) z rovnice (2.12) získáme skutečnou práci stupně kompresoru jako: [6]

$$W_{c,st} = \frac{c_{p,1} T_1}{\eta_{iz,st}} \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.14)$$

Izoentropickou účinnost můžeme rovněž vyjádřit za pomoci stlačení použitím rovnic (2.0) a (2.12) jako: [1]

$$\eta_{iz,st} = \frac{\left((\pi_{k,st})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\frac{T_3 - T_1}{T_1}} \quad (2.15)$$

Z rovnice (2.13) můžeme vyvodit závislost stlačení stupně na teplotě. Zvyšování teploty je důsledkem stlačování. Je snaha dosáhnout zvýšení tlakové energie, nikoliv energie vnitřní. Nárůst teploty má tedy negativní vliv, kdy dochází k tomu, že s vyšší teplotou dochází ke snížení izoentropické účinnosti a práce dodávaná do média není vlivem ztrátových procesů patřičně využita.

Z rovnice (2.15) vyplývá, že účinnost stupně kompresoru je závislá na velikosti stlačení stupně a rozdílu teplot mezi vstupem a výstupem ze stupně.

2.3.2 Polytropická účinnost

Odlišným přístupem pro zjištění účinnosti kompresoru, je polytropická účinnost adiabatické komprese. Narozdíl od izoentropické účinnosti, uvažujeme nekonečný počet stupňů, každý poskytující nekonečně malé stlačení stupně. Polytropickou účinnost adiabatického děje můžeme vyjádřit jako poměr nekonečně malého přírůstku adiabatického tepla ku polytropickému ději, kdy využitím upravené rovnice (2.11) dostaneme: [6]

$$\frac{T_1 + dT_3}{T_1} = \left(\frac{p_1 + dp_3}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.16)$$

Identickou úpravu jako použijeme pro polytropický děj, který vychází z rovnice: [11]

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.17)$$

kde: n – polytropický exponent

Z rovnic (2.16) a (2.17) využitím Taylorovi řady, za předpokladu, že $\frac{dp_3}{p_1} \ll 1$ a využitím úpravy rovnice (2.11) dostaneme tvar pro polytropickou účinnost adiabatického děje jako: [12]

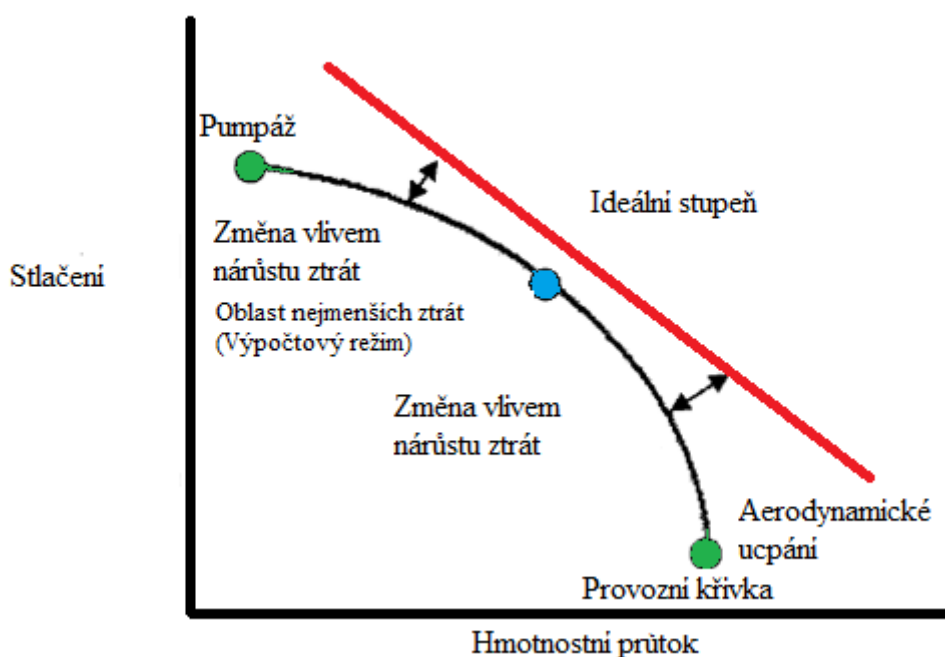
$$\eta_{pc,k} = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} - 1}{1 + \frac{n-1}{n} - 1} \quad (2.18)$$

kde: $\eta_{pc,k}$ – polytropická účinnost kompresoru

Z vztahu (2.18) je patrné, že polytropická účinnost je limitní hodnotou izoentropické účinnosti, jelikož se hodnota stlačení blíží nule a hodnota polytropické účinnosti je vyšší než hodnota účinnosti izoentropické. [12] Zároveň nám polytropická účinnost umožňuje porovnávat dva různé kompresory s rozdílným stlačením. Při použití izoentropické účinnosti můžeme srovnávat pouze kompresory dosahující stejného poměrného stlačení.

3 PRACOVNÍ CHARAKTERISTIKA KOMPRESORU

Kompresor je navržen na práci za určitých podmínek. Tyto podmínky však nejsou splněny vždy, proto kompresor pracuje v určitém rozsahu režimů. Tyto režimy se od výpočtového režimu liší například změnou otáček, hmotnostního průtoku apod. V závislosti na pracovním režimu se mění parametry charakterizující práci kompresoru, tedy stlačení a účinnost. [1] [21]



Obr. 3-1 Základní pracovní charakteristika axiálního kompresoru za konstantních otáček. [55]

Na obr. 3-1 můžeme vidět provozní křivku axiálního kompresoru. Při návrhu kompresoru vycházíme z výpočtového režimu. V tomto režimu je kompresor navrhnut tak, aby docházelo k minimálním ztrátám. Na obr. 3-1 je tato oblast vyznačena jako oblast nejmenších ztrát. V této oblasti je účinnost kompresoru ovlivněna ztrátami třením. Zároveň můžeme vidět, že provozní křivka je funkcí stlačení a hmotnostního průtoku. Hmotnostní průtok je přímo úměrný velikosti axiální rychlosti. S poklesem axiální rychlosti dochází k nárůstu úhlu náběhu lopatky. To má za následek pokles účinnosti vlivem zvyšujících se ztrát odtržením proudu. Postupné odtrhávání proudu je doprovázeno poklesem stlačení až do okamžiku úplného odtržení proudu. [55]

Naopak s nárůstem axiální rychlosti dochází k zvětšení hmotnostního průtoku. Úhel náběhu se snižuje, což má rovněž za následek vznik ztrát. Nárůst hmotnostního toku pokračuje až do úplného ucpání kompresoru, kdy dochází k zamezení průtoku kompresorem a ztrátě stlačení. [55]

4 ZTRÁTY V AXIÁLNÍM KOMPRESORU

V této kapitole jsou popsány jednotlivé ztráty, které vznikají při průchodu vzduchu kompresorem včetně jejich podílu na celkových ztrátách kompresoru a vyjádření izoentropické účinnosti za pomoci ztrát.

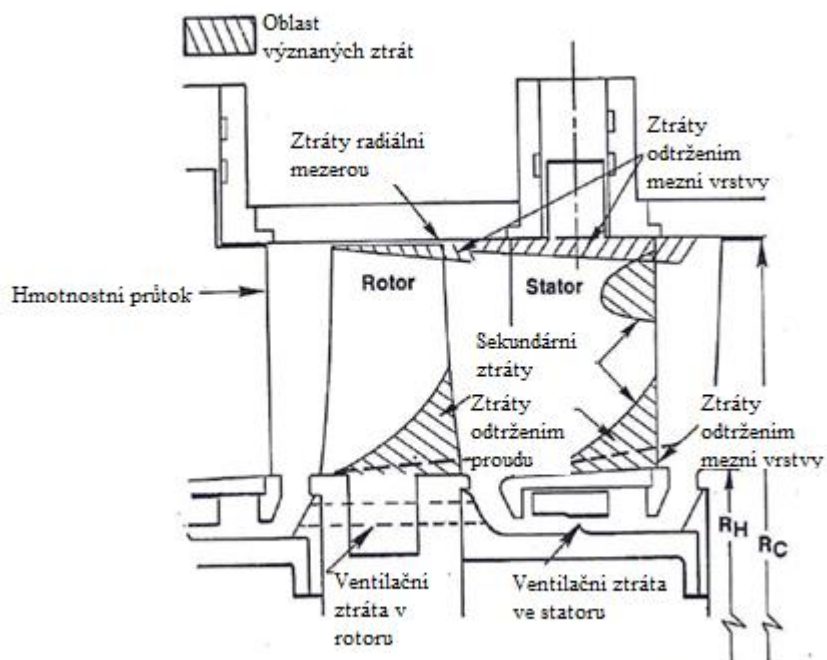
4.1 Ztráty energie v kompresoru

V předchozí kapitole jsme si vysvětlili pojem účinnost a způsob jejího výpočtu v axiálním kompresoru. Zároveň jsme si řekli, že nelze dosáhnout 100 % účinnosti vlivem ztrátových procesů, které vznikají během práce kompresoru. Ztrátové procesy způsobují znehodnocení vstupní energie. [9] To znamená, že část energie není využita na práci kompresoru, ale je přeměněna v teplo. Celkové ztráty, které jsou důsledkem ztrátových procesů, rozdělujeme na dílčí ztráty. [5] Toto rozdělení není vždy stejné, ale může se u různých autorů lišit. V této práci vycházíme z rozdělení použitým v práci [5], kde jsou dílčí ztráty rozděleny takto:

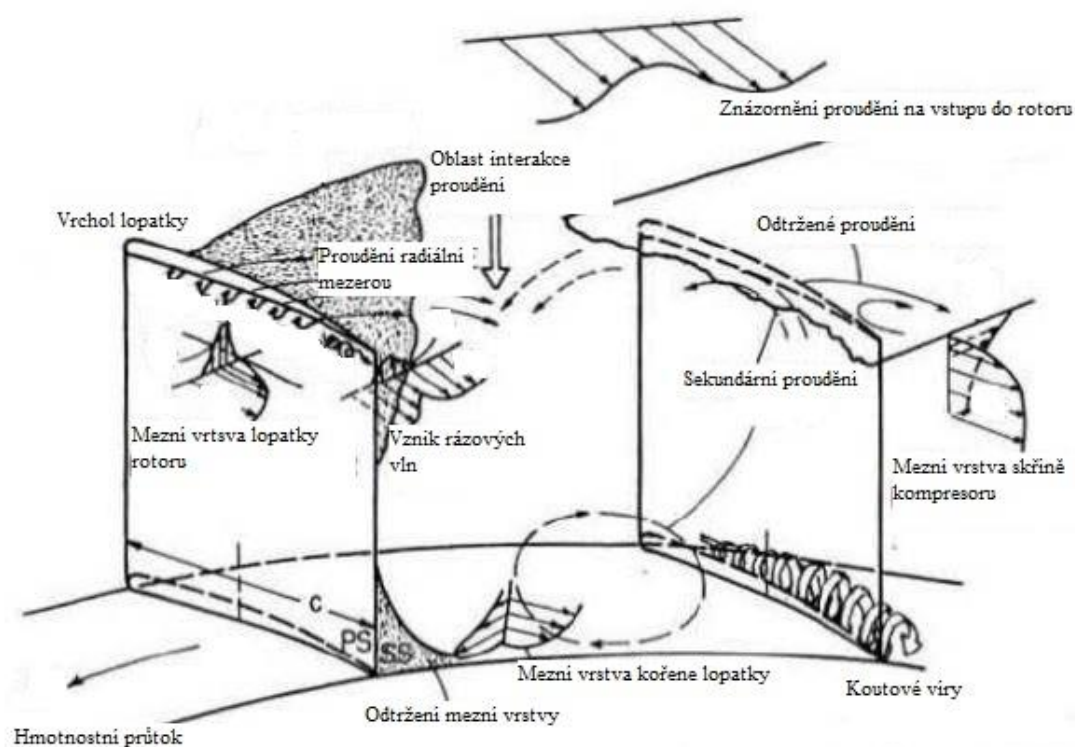
Tab. 4-1 Rozdělení ztrát na stupni kompresoru dle [5].

Ztráty v rotoru	Ztráty ve statoru
Ztráty vlivem nevýpočtového úhlu náběhu	Ztráty vzájemným účinkem lopatkových mříží
Ventilační ztráta rotoru	Profilové ztráty
Okrajové ztráty a sekundární proudění	
Ztráty radiální mezerou	
Profilové ztráty	

Výše zmíněné rozdělení nezahrnuje všechny druhy ztrát vznikajících ve stupni kompresoru, ale pouze ty, které mají nejvýraznější vliv na jeho účinnost. Oblasti vzniku těchto ztrát jsou znázorněny na obr. 4-1 a 4-2. Zároveň samotné rozdělení na ztráty v rotoru a statoru není striktní, protože vznikající ztrátové procesy na sebe navzájem působí. V další části si popíšeme výpočet účinnosti kompresoru za pomoci ztrát.



Obr. 4-1 Oblast vzniku významných ztrát ve stupni kompresoru. [35]



Obr. 4-2 Chování proudění kolem lopatek rotoru. [35]

4.2 Vyjádření účinnosti kompresoru za pomoci ztrát

Víme-li, že ztráty lze vyjádřit zvýšením potřebného množství dodaného tepla, můžeme za pomoci tepla dodaného do kompresoru určit jeho přibližnou izoentropickou účinnost. Celkové teoreticky potřebné teplo tedy vyjádříme jako součet tepla z energetické rovnice navýšené o ztráty třením na rotoru q_{td} . [5]

$$q_{celk} = q + q_{td} \quad (4.1)$$

kde: q_{celk} – celkové měrné teplo

q – měrné teplo

q_{td} – měrné teplo vyjadřující ztráty v důsledku tření

Izoentropické teplo, které dostaneme na konci stupně, získáme, když hodnotu tepla z energetické rovnice ponížíme o ztráty, které při průchodu média stupněm kompresoru vznikají. Izoentropické teplo tedy vyjádříme jako: [5]

$$q_{iz} = q - q_p - q_i - q_s - q_\delta - q_{vz} \quad (4.2)$$

kde: q_{iz} – měrné izoentropické teplo

q_p – měrné teplo vlivem profilových ztrát

q_i – měrné teplo vlivem nevýpočtového úhlu náběhu

q_s – měrné teplo vlivem okrajových ztrát a sekundárního proudění

q_δ – měrné teplo vlivem ztrát radiální mezerou

q_{vz} – měrné teplo vlivem vzájemných účinků lopatkových mříží

Izoentropickou účinnost stupně kompresoru můžeme vyjádřit jako poměr tepla izoentropického děje (4.2) ku celkovému potřebnému teplu (4.1): [5]

$$\eta_{iz,st} = \frac{q_{iz}}{q_{celk}} \quad (4.3)$$

kde: $\eta_{iz,st}$ – izoentropická účinnost stupně

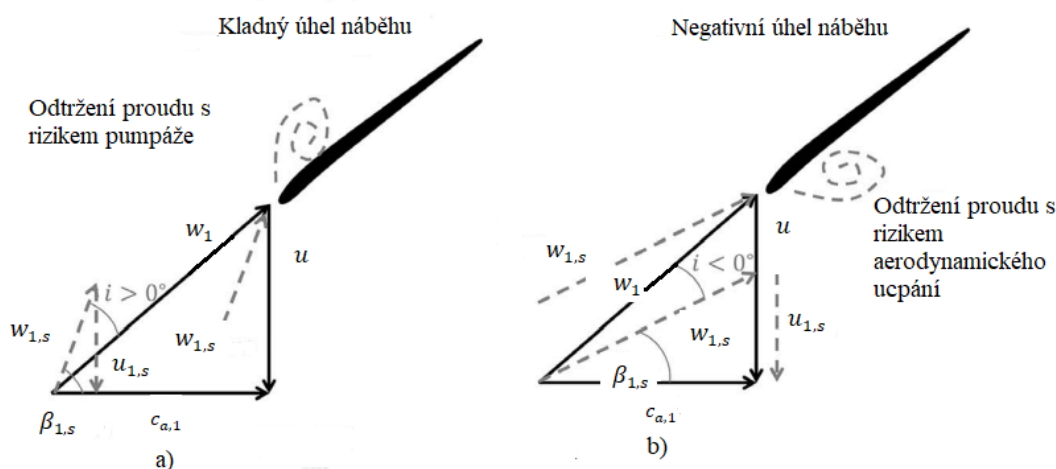
Ztráty rozdělené v tab. 4-1, které jsou součástí výše zmíněných výpočtů, jsou popsány v následujících kapitolách.

4.3 Ztráty nevýpočtovým (nenávrhovým) úhlem náběhu

Vznikají při nenávrhovém směru proudění média vůči lopatkovému kanálu. Je to dáno tím, že kompresor je navrhnutý na tzv. výpočtový režim, kdy látka vstupuje v určitém stavu, pro jisté otáčky apod. [9] Kompresor ovšem musí pracovat v jistém rozsahu mimo tento stav, tedy při menším či vyšším úhlu náběhu, což má za následek vznik dalších ztrát. [21]

Velikost úhlu náběhu se odvíjí od hmotnostního toku média a otáček rotoru. Při poklesu hmotnostního toku dochází ke změně absolutní rychlosti na vstupu do rotoru při zachování stejných otáček, to má za následek změnu tvaru rychlostního trojúhelníku viz kap. 1.4 a tím i zvýšení úhlu náběhu. Změna úhlu náběhu a chování proudění je znázorněna na obr. 4-3. Ke změně úhlu náběhu dochází i změnou rychlosti otáček, které mají vliv na hmotnostní tok a stlačení kompresoru. Při snižování otáček dochází k nižšímu stlačení na stupni a růstu úhlu náběhu na předních stupních, naopak při zvyšování otáček je proces opačný a k odtržení proudu vzduchu by docházelo na stupních posledních, k tomu ale zpravidla nedochází. [1]

K odtržení proudu vzduchu tedy dochází převážně na prvních stupních kompresoru, kde nedochází k odtržení po celé šířce lopatky okamžitě, ale jde o postupný proces, který se šíří od odtokové hrany. [1] Ztráty nevýpočtovým úhlem náběhu tvoří přibližně 20 % celkových ztrát kompresoru. [40]



Obr. 4-3: Změna proudění vlivem úhlu náběhu: a) kladný úhel náběhu, b) negativní úhel náběhu. [32]

Popis k obr. 4-3: [32]

i – úhel náběhu

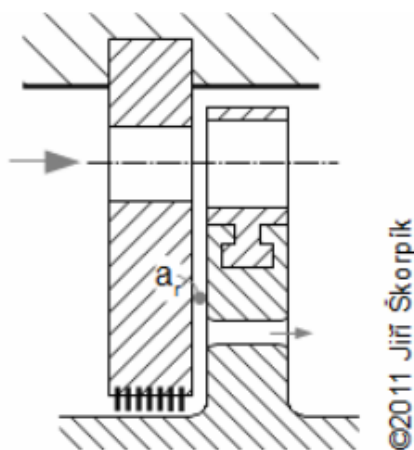
$w_{1,s}$ – vektor relativní rychlosti pro kladný/záporný úhel náběhu

$\beta_{1,s}$ – úhel mezi vektorem relativní rychlosti a osou absolutní rychlosti

$u_{1,s}$ – vektor unášivé rychlosti pro kladný/záporný úhel náběhu

4.4 Ventilační ztráta rotoru

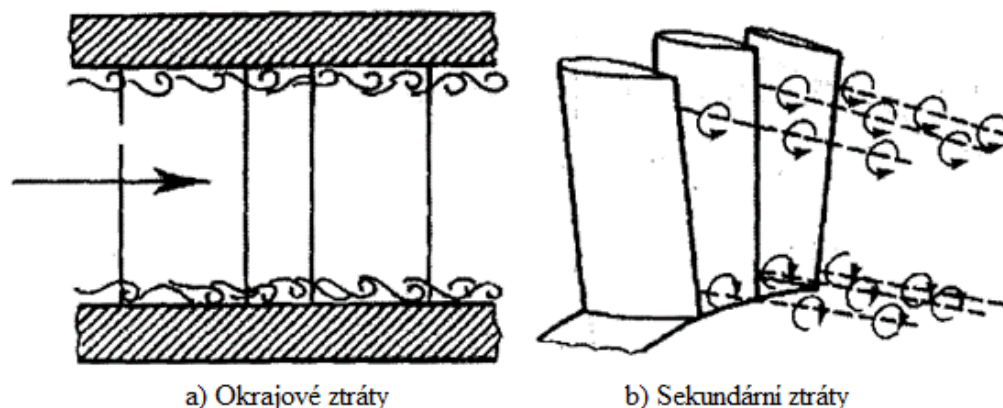
Ztráta vlivem adhezivních sil mezi diskem rotoru a proudícím médiem v okolí místa uchycení lopatek rotoru k hřídeli, na kterých jsou lopatky připevněny. [13] Ke zvýšení ztrát dochází vlivem rychlosti rotace disku a velikostí jeho plochy, kdy značná část disku přichází do kontaktu s pracovním médiem mezi diskem a statorem. Toto médium rotuje společně s diskem rotoru, ale na stěně statoru k pohybu nedochází. To má za následek vznik rozdílných rychlostí mezi proudnicemi a vznik tření viz obr. 4-4. [9] Tyto ztráty tvoří přibližně 10 % ztrát kompresoru. [40]



Obr. 4-4 Ventilační ztráta rotoru kde: a_r – ztráta ventilací. [9]

4.5 Okrajové ztráty a sekundární proudění

Okrajové ztráty vznikají v blízkosti vrcholu lopatek, kde dochází k menší změně tlaku vlivem nižší rychlosti zapříčiněné zvýšeným třením. V důsledku rozdílného tlaku mezi náběžnou a odtokovou hranou lopatky část vzduchu přetéká přes hranu lopatky. Následkem tohoto proudění vznikají tzv. koutové víry, které vedou vlivem změny kinetické energie na teplo ke ztrátám. Kromě vírů u vrcholu lopatek dochází rovněž ke vzniku příčného proudění (sekundární proudění). To je způsobeno poklesem rychlosti vlivem tření média o plochy hřídele (náboje) a skříně kompresoru. Oblasti vzniku vírů a sekundárního proudění můžeme vidět na obr. 4-5. Další část proudění prochází radiální mezerou od sací k přetlakové hraně lopatek. Tím vznikají ztráty radiální mezerou. [9]

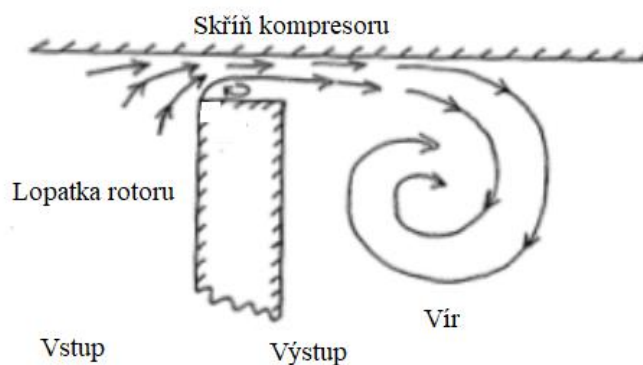


Obr. 4-5 Znáznornění vzniku vírů vlivem: a) Okrajových ztrát b) Sekundárních ztrát. [55]

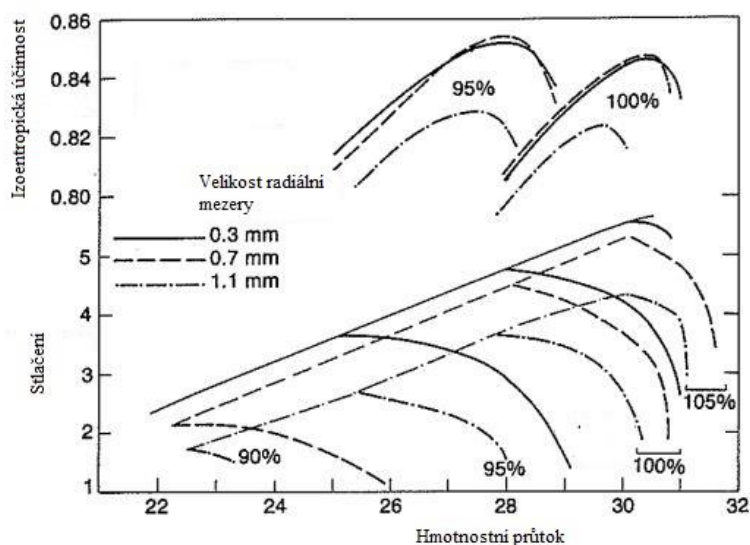
4.6 Ztráty radiální mezerou

Vznikají vlivem vůle, znázorněné na obr. 4-6, která je mezi vrcholem lopatek a kompresorovou skříní. [5] Tato vůle má za úkol kompenzovat roztažnost materiálu vlivem tepla a odstředivých sil působících na rotorové lopatky. [14] Přes mezeru mezi vrcholem lopatek a skříní kompresoru proudí médium, které nekoná žádnou práci. Ztráty radiální mezerou jsou tedy přímo spojené se sekundárními ztrátami. Vlivem změny tlaku vznikají víry na odtokové straně lopatky viz kap. 4.5. Mimo koutové víry, vzniká řada malých vírů na koncích lopatky a na horní stěně kanálku. [9]

Velikost ztrát přímo souvisí s velikostí radiální mezery. Kromě toho, je dalším faktorem rozdíl v rychlosti proudění mezi hlavním hmotnostním tokem a tokem proudícím skrze radiální mezeru. Vyšší rychlostí hlavního hmotnostního toku vzniká větší rozdíl rychlostí a tím i vyšší ztráty. [13] Vliv ztrát radiální mezerou můžeme vidět na obr. 4-7. Ztráty radiální mezerou spolu s předchozími ztrátami sekundárním prouděním tvoří přibližně 10 % celkových ztrát kompresoru. [40]



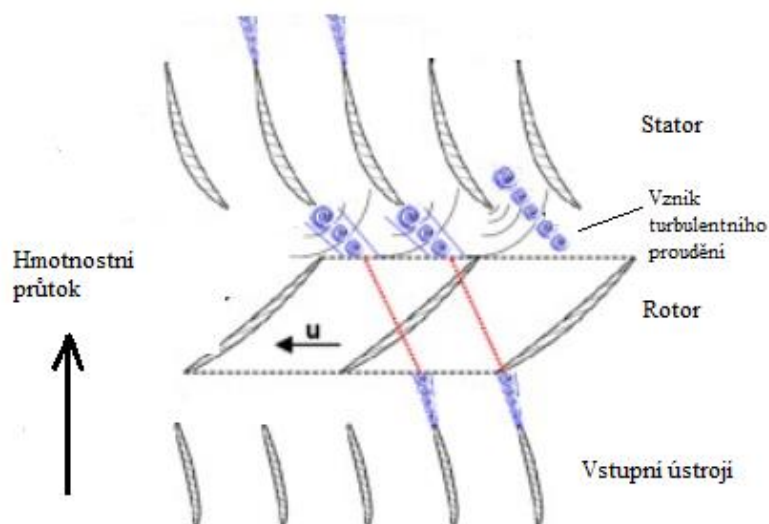
Obr. 4-6: Proudění radiální mezerou za lopatkou rotoru. [17]



Obr. 4-7 Znáznornění vlivu radiální mezery na účinnost kompresoru. [50]

4.7 Ztráty vzájemným účinkem lopatkových mříží

Na vstupní i výstupní straně lopatek vzniká nerovnoměrné rychlostní pole. Tato nerovnoměrnost má při malé mezeře mezi jednotlivými stupni, stejně jako mezi rotorem a statorem, za následek, že při pohybu rotoru dochází ke změně směru i velikosti rychlosti média. [9] U axiálního kompresoru, kde se střídají statorové lopatky obtékané absolutní rychlostí c , s lopatkami rotorovými, které jsou obtékány relativní rychlostí w , je tento vztah vyjádřen pomocí rychlostních trojúhelníků. [21] Změnu proudění vlivem lopatek můžeme vidět na obr. 4-8. Změna směru a velikosti rychlosti média má za následek střídavou změnu úhlu náběhu lopatkového kanálu. Nerovnoměrné rychlostní pole má rovněž vliv na odtržení mezní vrstvy difuzorních lopatkových kanálků. Snížení nerovnoměrnosti lze dosáhnout například za pomoci zvětšení mezery mezi stupni, nebo mezi rotorem a statorem. [9]



Obr. 4-8 Změna proudění v lopatkové mříži axiálního kompresoru. [30]

4.8 Profilové ztráty

Profilové ztráty vznikají při proudění média v okolí lopatky, kde mají za následek snížení účinnosti proudění média lopatkovými kanály. Tyto ztráty jsou způsobeny třením v mezní vrstvě, nebo procesy, při nichž vzniká ztrátové teplo. Profilové ztráty se tedy skládají z několika spolu souvisejících dílčích ztrát. [9] Tyto ztráty tvoří přibližně polovinu z celkových ztrát kompresoru. [40] Dílčí ztráty můžeme rozdělit z hlediska fyzikální podstaty a místa vzniku takto: [21]

Tab. 4-2 Rozdělení profilových ztrát.

Profilové ztráty

Ztráty třením v mezní vrstvě

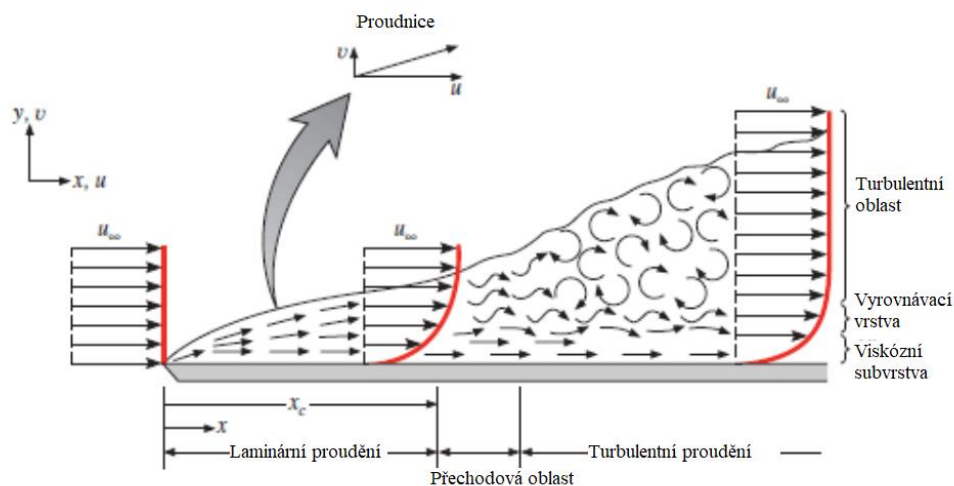
Ztráty vířením při odtržení proudu od profilu

Ztráty vířením za odtokovou hranou lopatky

Ztráty rázovou vlnou při nadzvukovém proudění

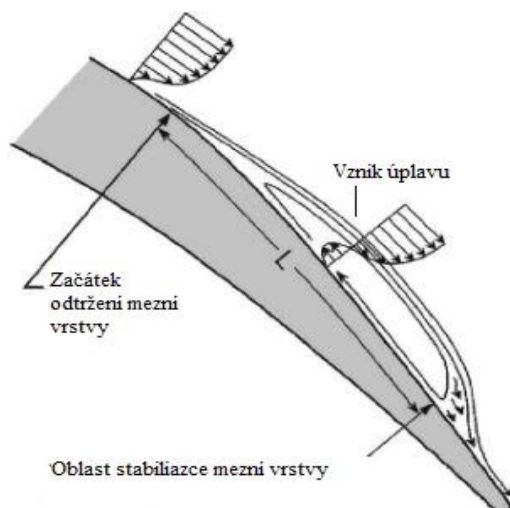
4.8.1 Ztráty třením v mezní vrstvě

V mezní vrstvě, tedy oblasti s nízkou energií, dochází ke vzniku laminárního (náběžná hrana) a turbulentního (dále od náběžné hrany) proudění. Mezní vrstvou se myslí oblast v blízkosti profilu lopatky, kde dochází ke zpomalování částic média a přeměně jejich kinetické energie na energii tepelnou v důsledku tření, které je ovlivněno drsností povrchu lopatky. Na obr. 4-9 jsou znázorněny rychlostní profily mezní vrstvy pro laminární a turbulentní proudění. Můžeme vidět, že v blízkosti profilu se po celou dobu nachází laminární proudění, což je možné vlivem malé šířky profilu. [9]



Obr. 4-9 Znáznornění rychlostního profilu mezní vrstvy. [41]

Na obrázku 4-10 můžeme vidět rozvoj rychlostního profilu mezní vrstvy z obr. 4-9 na lopatce kompresoru. Rovněž můžeme na obr. 4-10 vidět začátek odtržení mezní vrstvy a vznik úplavu, které jsou vysvětleny v následující kapitole 4.8.2.

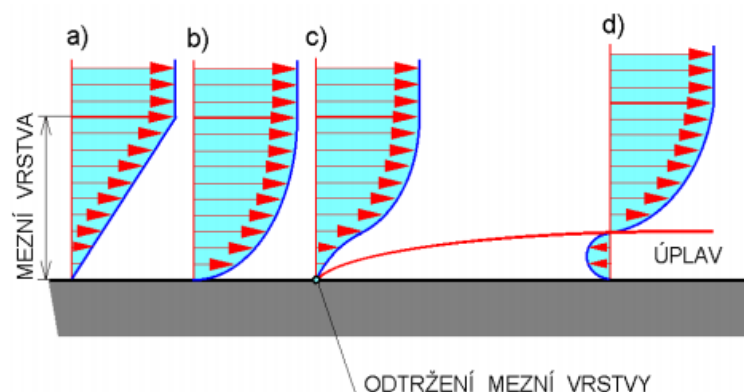


Obr. 4-10 Rychlostní profil mezní vrstvy na profilu lopatky. [66]

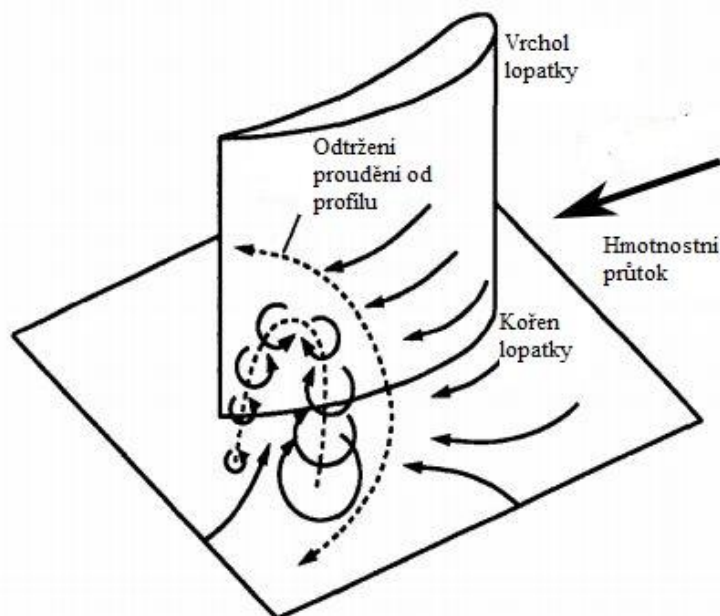
4.8.2 Ztráty vířením při odtržení proudu od profilu

Při průchodu média lopatkami, dochází ke ztrátě kinetické energie vlivem tření. To má za následek pokles statického tlaku na vstupní straně lopatek. Dojde-li k poklesu celkového tlaku na proudnici pod hodnotu tlaku za profilem dochází k odtržení proudnice a proudění se začne pohybovat opačným směrem. K tomuto jevu dochází obvykle na sací straně lopatek, ale vlivem nevhodně zvoleného úhlu náběhu, může dojít k odtržení na přetlakové straně lopatky. [9]

Místo odtržení mezní vrstvy je tedy místo, kde mají částice proudícího média nulovou rychlost. Za tímto bodem změny proudění následně vznikají víry. Tato oblast turbulentního proudění za místem odtržení se nazývá úplav viz obr. 4-11. [16] Na obr. 4-12 je znázorněn vznik turbulentního proudění vlivem odtržení proudění od profilu.



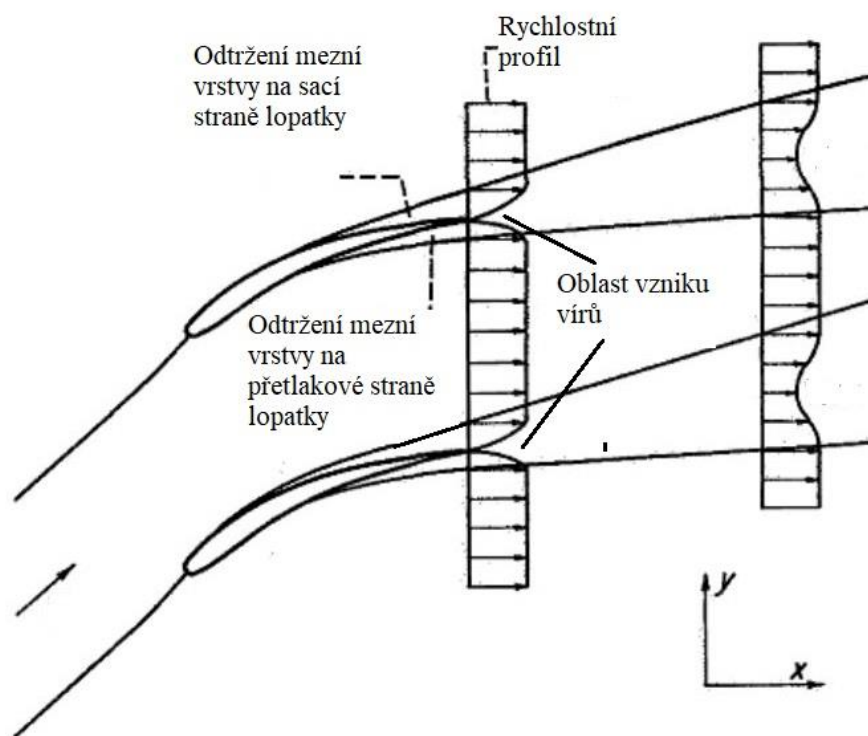
Obr. 4-11 Odtržení mezní vrstvy a vznik úplavu. [16]



Obr. 4-12 Odtržení proudu od profilu. [35]

4.8.3 Ztráty vířením za odtokovou hranou lopatky

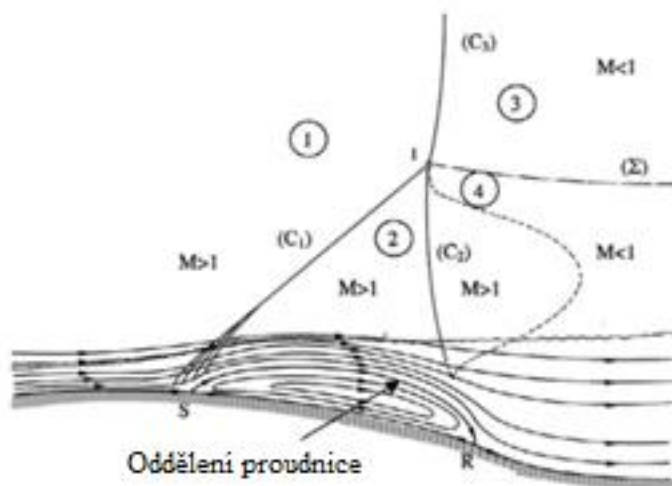
Odtoková hrana lopatky spojuje sací a přetlakovou stranu lopatky. Zde dochází k odtržení proudu a vzniku vírů. Tyto víry vznikají vlivem rozdílných rychlostí těchto proudů. Tento vírový úplav se vyrovnává vzájemným působením spolu s hlavním proudem. Tím dochází k poklesu střední rychlosti proudu ekvivalentně vznikajícím ztrátám. [9] [21] Na obr. 4-13 můžeme vidět rychlostní profil za odtokovou hranou lopatky.



Obr. 4-13 Rychlostní profil za odtokovou hranou lopatky. [65]

4.8.4 Ztráty rázovou vlnou při nadzvukovém proudění

Jsou typické pro rotory transsonických kompresorů, kde tvoří zhruba 20 % profilových ztrát. [40] Vlivem přechodu mezi nadzvukovou a podzvukovou rychlostí dochází k nestabilnímu přechodu za vzniku rázových vln, které vznikají na konci lopatek a šíří se směrem ke kořenu lopatky. Při interakci s mezní vrstvou, kde je rychlost proudu nižší, vzniká ráz až na hranici mezní vrstvy. V závislosti na rychlosti proudu dochází ke změně tvaru rázové vlny. Při malém překročení nadzvukové rychlosti vznikají přímé vlny. [9] [18] Přímá rázová vlna má za následek skokovou změnu stavových veličin (tlak, teplota, hustota). Směr proudu zůstává neměnný, ale dochází k poklesu rychlosti na podzvukovou. Je-li dosaženo rychlosti výrazně vyšší, vznikají v blízkosti mezní vrstvy vlny šikmé. Za šikmou vlnou dochází podobně jako za přímou vlnou ke změně rychlosti. Tato rychlost ovšem může být i nadzvuková. Zároveň dochází ke změně směru proudění vzduchu. [9] Šikmá vlna v kombinaci s přímou vlnou vede k odtržení mezní vrstvy vlivem změny směru proudu. Vlivem druhé šikmé vlny dojde ke zpomalení proudění na podzvukovou rychlost. Tento jev v blízkosti mezní vrstvy se nazývá λ -rázová vlna, která je znázorněna na obr. 4-14. [9] [18]



Obr. 4-14 Zobrazení λ -rázové vlny a odtržení mezní vrstvy. [18]

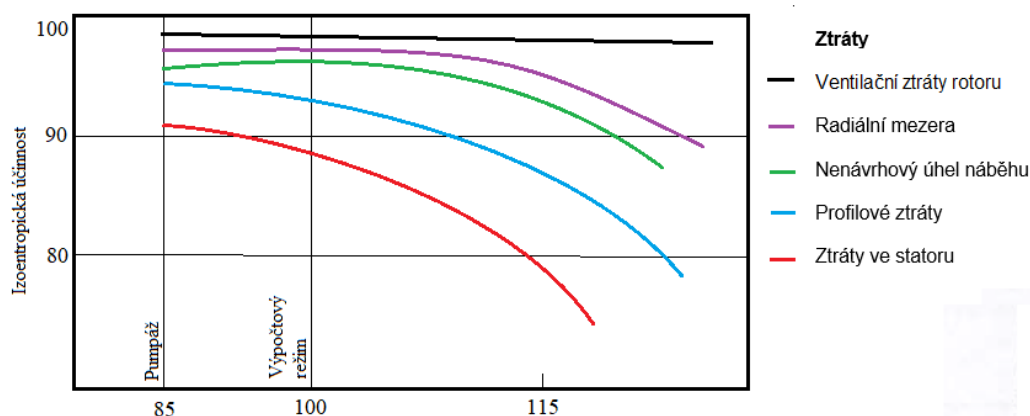
5 SHRNUTÍ VLIVU ZTRÁT NA ÚČINNOST KOMPRESORU

Následující tabulka tab. 5-1 spolu s grafem na obr. 5-1 shrnují orientační hodnoty procentuálního výčtu vlivu jednotlivých ztrát z kap. 4 na účinnost kompresoru dle údajů získaných z [5] a [40].

Tab. 5-1 Poměr vlivu ztrát na účinnost kompresoru.

Ztrátový proces	Poměr ztrát v % v závislosti na celkových ztrátách
Profilové ztráty (rotor + stator)	$\hat{=}$ 50
Ztráty nevýpočtovým (nenávrhovým) úhlem náběhu	$\hat{=}$ 20
Ztráty radiální mezerou + okrajové ztráty	$\hat{=}$ 10
Ztráty rázovou vlnou	$>$ 10
Ventilační ztráty rotoru	$<$ 10
Ostatní ztráty	$\hat{=}$ 1

Z tab. 5-1 vyplývá, že největší vliv na účinnost kompresoru mají ztráty profilové, které tvoří více než 50 % celkových ztrát v kompresoru. Výrazný podíl na ztrátách má dle [5] nesprávný úhel náběhu, který se odvíjí od výpočtového režimu kompresoru viz kap. 3. Ztráta radiální mezerou a s ní spojené sekundární ztráty se podílí na celkové ztrátě kompresoru přibližně 10 %. Ztráta rázovou vlnou je významná u transsonických kompresorů, kde tvoří zhruba 10 % celkových ztrát. Zbývá část připadá na ztráty ventilací a další ztráty, které zde již nejsou zmíněny. [5] [40] Obdobné údaje můžeme vidět v obr. 5-1, který vychází z grafu z [5], kde je podíl výše zmíněných ztrát graficky znázorněn.



Obr. 5-1 Ztráty ve stupni axiálního kompresoru. [5]

Z výše dostupných údajů, o vlivu jednotlivých ztrát na účinnosti, lze říct, že většina výzkumů se bude zaměřovat na ztráty profilové. V této oblasti bude snaha omezit ztráty vlivem mezní vrstvy a rázovou vlnou. Zároveň lze očekávat pokračující snahu o zvětšování oblasti stabilní práce. Další významnou oblastí je vliv radiální mezery, kdy bude snaha o kontrolu velikosti radiální mezery za pomoci aktivních systémů řízení proudění.

6 VÝZKUMY A VÝVOJOVÉ TRENDY V OBLASTI ÚČINNOSTI AXIÁLNÍCH KOMPRESORŮ

V této kapitole jsou popsány výzkumné projekty, které zaštiťují řadu výzkumů v oblasti zlepšování účinnosti axiálních kompresorů. Zároveň jsou zde popsány příklady inovací v oblasti zvyšování účinnosti spolu s výzkumy, které se dané oblasti věnují.

6.1 Výzkumné projekty

V rámci zlepšování vlastností turbodmychadlových motorů probíhá řada projektů, které se zaměřují na různé aspekty motorů. Mezi projekty, které se alespoň částečně zabývají axiálními kompresory a zlepšení jejich účinnosti patří níže zmíněné projekty.

Významným evropským programem je CleanSky 2. Tento program navazuje na předchozí program CleanSky, jehož cílem je výrazné snížení emisí z letecké dopravy za použití moderních technologií. Jeho součástí je i stavba technologického demonstrátoru turbodmychadlového motoru o vysokém stlačení. [58] V rámci programu CleanSky 2 společnost Rolls-Royce vyvíjí zcela nový motor tzv. Ultrafan. Kromě technologií jako 3D tvarování lopatek nebo odsávání, využívá kompresor tohoto motoru aplikaci převodů, které slouží k lepší optimalizaci rychlostí v kompresoru. [59] Rovněž využívá technologii BLISK (Bladed disk), která spočívá v návrhu lopatek rotoru a disků jako jednoho celku. Tím lze ušetřit hmotnost a snížit tření v rotoru. [60]

Mimo projekt CleanSky 2 probíhají v rámci Evropské unie další projekty. Například výzkumný projekt ACONIT (Actuators for Surge Control in Gas Turbine) se věnuje vývoji aktuátorů, které mají sloužit k ovlivnění chování proudění v moderních transsonických axiálních kompresorech. Hlavním cílem je bližší pochopení chování proudění za pomoci kombinace experimentálních a numerických metod. [56] Mezi další projekty patří PROTEUS, který se zabývá predikcí a sledováním chování turbodmychadlových motorů o vysokém stlačení s použitím planetových převodů. Součástí je i sledování a možnosti zlepšení účinnosti transsonického axiálního kompresoru. [57] Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery univerzity RWTH Aachen se za použití dvoustupňového axiálního kompresoru, který byl postaven v rámci projektu LEMCOTEC, věnuje v rámci vývoje axiálního kompresoru vlivu 3D tvarování profilu lopatek a vírových prstenců a jejich vlivu na účinnost a oblast stabilní práce. [61]

Obdobný program jako CleanSky 2 probíhá v USA s názvem NextGen (The Next Generation Air Transportation System). Tento program vedený Americkou leteckou správou (FAA – Federal Aviation Administration) má za cíl kompletní změnu infrastruktury s cílem vytvořit bezpečnější, modernější a efektivnější způsob letecké dopravy. V rámci dosažení tohoto cíle spojuje projekt NextGen poznatky od společností jako Boeing, Rolls-Royce apod. spolu s dalšími výzkumy, které program financuje, ve snaze o implementaci nejúčinnějších řešení. [29]

V rámci programu NextGen probíhá projekt CLEEN (Continuous Lower Energy, Emission and Noise). Cílem tohoto projektu je snížení hlukových emisí a spotřeby paliva v letecké dopravě. V rámci dosažení jednotlivých cílů je program rozdělen do několika fází. CLEEN Phase 1 a 2 mají za cíl snížení spotřeby paliva motorů a produkováných emisí. V rámci třetí fáze CLEEN Phase 3 má být zkoumán vliv odlišných druhů paliv a možnosti zvyšování účinnosti motorů. [28] V rámci snahy o snížení spotřeby paliva probíhá v Glennově výzkumném středisku projekt HyTEC. Cílem projektu je urychlit vývoj a demonstraci technologií turbínových motorů s vysokým výkonem a umožnit jejich aplikaci v civilním letectví. [8]

V USA rovněž probíhají další výzkumy zaměřující se na zvyšování účinnosti. K mnoha níže zmíněným výzkumům slouží jako podklad kompresory vyvinuté v Glennově výzkumném středisku NASA. Rotor 37 je součástí osmistupňového transsonického axiálního kompresoru vyvinutém v 70. letech. Obdobně Rotor 67 je součástí dvoustupňového axiálního kompresoru. Tyto rotory byly postaveny k testování CFD metod a jejich vlivu na zlepšení účinnosti kompresoru. Dnes NASA poskytuje veřejně údaje k těmto rotorům pro možnost dalších výzkumů, které testují za pomoci CFD metod inovace v rámci zvyšování účinnosti kompresorů. [44]

V rámci výše zmíněných projektů probíhají výzkumy, které se zaměřují na odlišné způsoby zvyšování účinnosti, stlačení a oblasti stabilní práce kompresoru. Účinnost kompresoru konstruktérům říká, kolik práce rotoru je převedeno na stlačení vzduchu v kompresoru. Snahy o zvýšení účinnosti vyplývají ze snahy o dosažení vyššího stlačení ve stupni kompresoru. Vyšším stlačením stupně kompresoru lze dosáhnout nižšího počtu potřebných stupňů, a tím snížit hmotnost a velikost pohonné jednotky. K dosažení vyšší účinnosti je však třeba minimalizovat ztrátové procesy, které v kompresoru vznikají. [19] [20] Příklady výzkumů, které se věnují jednotlivým metodám zvyšování účinnosti, najdeme v následujících kapitolách.

6.2 Výzkumy zvyšování účinnosti axiálních kompresorů

Aby bylo možné navrhnout optimální způsob zvýšení účinnosti kompresoru, je potřeba znázornit chování proudění v kompresoru. V minulosti se chování proudění znázorňovalo za pomoci kaskádových testů. Tyto testy spočívají v testování profilů lopatek a dalších inovací ve větrných tunelech nebo za pomoci jiných médií. Tento způsob sledování chování proudění ovšem neumožňuje zachytit veškeré složitosti proudění vzniklé během průchodu média kompresorem. [5] Kvůli těmto omezením je dřívější design kompresorů výrazně jednodušší oproti moderním axiálním kompresorům. Na obrázku 6-1 můžeme vidět lopatkování axiálního kompresoru motoru RB211 před použitím CFD metod.



Obr. 6-1 Lopatky rotoru kompresoru motoru RB211 před použitím CFD metod. [7]

Na obr. 6-1 můžeme vidět, že lopatky kompresoru mají jednodušší obdelníkový tvar. Oproti tomu na obr. 6-2 můžeme vidět rotor kompresoru s využitím CFD metod, kde jsou tvary lopatek výrazně složitější.



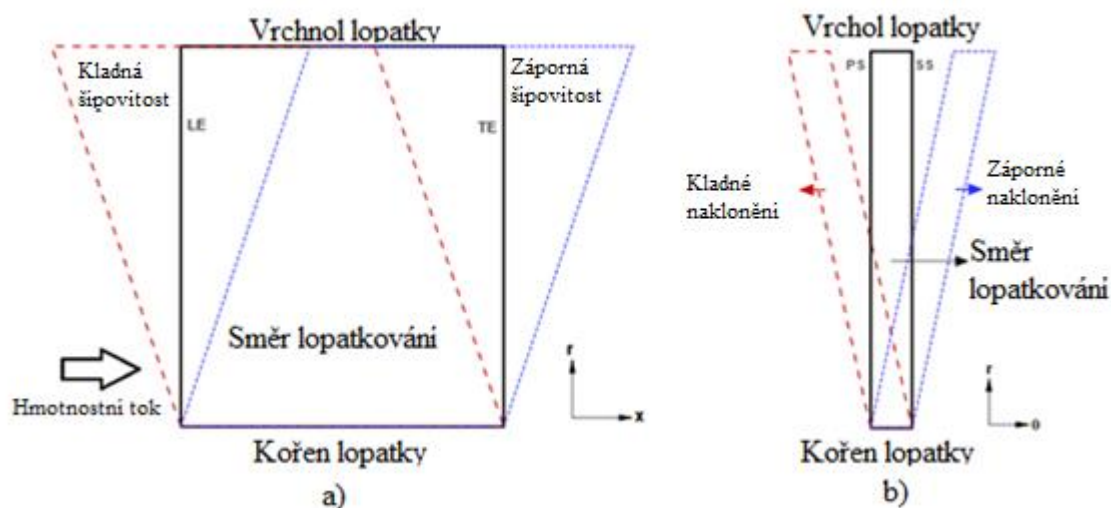
Obr. 6-2 Změna tvaru lopatek s využitím CFD metod. [37]

K přiblížení chování proudění v kompresoru se proto začali používat počítačové numerické metody CFD (Computational Fluid Dynamics). Díky těmto metodám je možné, za pomoci počítačových simulací proudění, navrhovat nejen efektivnější tvary lopatek pro práci při vyšší rychlosti proudění, ale rovněž pracovat s dalšími způsoby zvyšování účinnosti kompresoru. [20]

Mezi inovativní metody v oblasti zvyšování účinnosti kompresoru, probíraných v následujících kapitolách patří. Tvarování profilu lopatek za pomoci 3D metod, kde je snaha docílit snížení profilových ztrát. Vírové kanály (prstence), které zvyšují oblast stabilní práce kompresoru. Protiběžné rotory využívající tzv. rozvíření viz kap. 6.5. Poslední probíranou oblastí inovací jsou aktivní metody řízení proudění. Mezi tyto metody patří vyfukování, snižující rychlostní rozdíl mezi přetlakovou a sací stranou lopatky. Odsávání mezní vrstvy a aktivní řízení radiální mezery. Všechny tyto inovace jsou popsány níže spolu s příklady výzkumů věnujících se dané problematice.

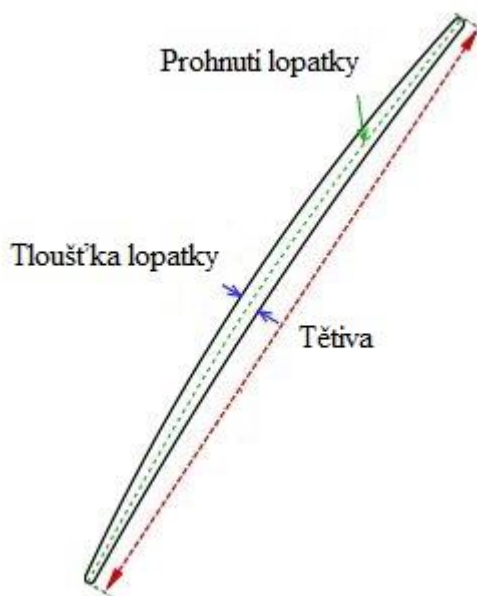
6.3 Tvarování lopatek pomocí 3D metod (sweep and lean)

Z tab. 5-1 vyplývá, že největší podíl na celkových ztrátách mají ztráty profilové. Aby se omezil vliv profilových ztrát začaly se používat optimalizované tvary lopatek. Pro optimalizaci tvaru lopatky se využívají CFD metody, které umožňují 3D optimalizaci. Na obr. 6-3 můžeme vidět, jak jsou s pomocí CFD metod lopatky prodlužovány podél tětiny v radiálním směru do šípovitého tvaru (swept blade) a zároveň posouvány buď po axiálním směru proudění, kdy vznikají lopatky záporné šípovitosti (backward-swept blade), nebo proti směru proudu, tedy s kladnou šípovitostí (forward-swept blade). Podobným způsobem dochází k naklonění lopatek (leaned blade) ve směru kolmém na tětinu. [22] Šípovitost kladná či záporná snižuje vlnový odpor lopatky, podobně jako se tohoto jevu využívá u šípových křídel nadzvukových letadel. Zde se využívá dopředné šípovitosti ke snížení odporu vzduchu, čímž lze dosáhnout vyšších výkonů. V rámci návrhu geometrie křídel se rovněž experimentovalo s negativní geometrií křídel. Ovšem použití negativní šípovitosti mělo za následek špatnou stabilitu letounu. Avšak u kompresorů ztráta stability vlivem geometrie lopatek nehrozí, proto se v rámci jejich návrhu experimentuje rovněž s negativní geometrií.



Obr. 6-3 Modifikace tvaru lopatek za pomoci: a) šípovitosti b) naklonění. Kde: LE – náběžná hrana lopatky, TE – odtoková hrana lopatky, PS – přetlaková strana lopatky, SS – sací strana lopatky. [50]

Návrh správné tloušťky lopatky je důležitý s ohledem na nadzvukovou rychlost proudění, které je dosaženo na částech lopatky. Profily lopatek navržené pro práci v nadzvukovém proudění mají speciální tenké profily s ostrými hranami. Účelem těchto hran je vytvářet šikmé rázové vlny, jež způsobují nižší ztráty. Vlivem tenkosti profilu jsou tyto lopatky málo tuhé a mají sklon ke kmitání. Tento problém dnes umožňuje řešit spojením metod CFD a MKP pro návrh optimalizovaného tvaru lopatky. Tato šířka se určuje v poměru k délce tětiny lopatky viz obr. 6-4. [15] [19]



Obr. 6-4 Znáznornění tětivy na lopatce kompresoru. [50]

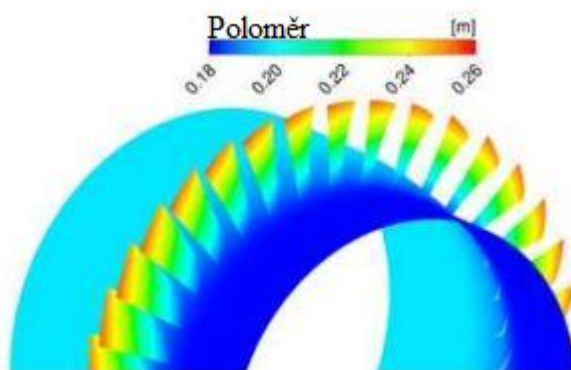
Všechny výše zmíněné úpravy mají vliv na tvar lopatky. Aby bylo dosaženo optimálního tvaru lopatek, je snaha zdokonalovat numerické metody optimalizace proudění. [42]

Jelikož optimální návrh je záležitostí mnoha opakovaných kroků, je snaha řešit tento problém moderními metodami. Jednou z numerických metod zkoumanou pro návrh lopatek kompresoru je tzv. Evoluční algoritmus (Evolutionary algorithms). Evoluční algoritmus je metoda založená na napodobování přirozeného biologického vývoje. Prvním krokem je výběr přirozených biologických kandidátů, kteří nejlépe odpovídají zadaným vstupním parametrům. Následně jsou vlastnosti vybraných kandidátů kombinovány k vytvoření zcela nového subjektu, který nejlépe splňuje zadané vstupní parametry. Tato metoda byla úspěšně použita při výzkumu High-Fidelity swept and leaned rotor blade design optimization using evolutionary algorithm v Glennově výzkumném středisku NASA (NASA Glenn Research Center). Účelem výzkumu bylo ověření použitelnosti výše zmíněné metody pro návrh profilu lopatky kompresoru. Tento výzkum byl proveden na rotoru Rotor 67 (obr. 6-5), který tvoří první stupeň dvoustupňového transsonického axiálního kompresoru navrhnutém NASA pro výzkum a vývoj CFD metod. Výsledky výzkumu ukázaly snížení entropie stupně o 16 %. [43] [44]



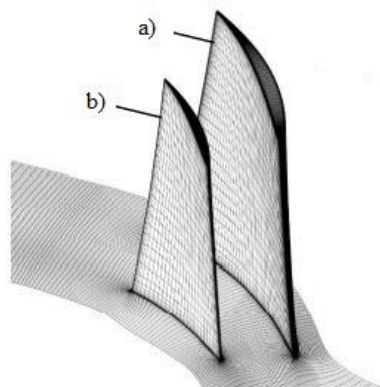
Obr. 6-5 Rotor 67 a) CFD simulace, b) skutečný pohled. [44]

Metoda odezvy povrchu (Response surface methodology) je další způsob optimalizace tvaru lopatek. K tomu využívá empirických modelů, které jsou matematicky a statisticky zpracovány. Jejím cílem je za pomoci opakovaných testů upravovat vstupní proměnné na základě výsledků z odezvy na výstupu. Ve výzkumu Optimization of A Rotor Profile in An Axial Compressor Using Response Surface Method, který se zabývá snahou o zlepšení aerodynamických vlastností lopatek, bylo využito právě této metody. [45] K aplikaci této metody byl využit obdobně jako u předchozí metody kompresor NASA. Rotor 37, použitý pro tuto metodu, je obdobně jako Rotor 67, navržený pro výzkum a zdokonalování CFD metod. Rotor 37 (obr. 6-6) je součástí osmistupňového transsonického axiálního kompresoru NASA, který je stejně jako Rotor 67 umístěn v Glennově výzkumném středisku. [44] Z výsledků získaných výše zmíněným výzkumem vyplývá, že použití metody odezvy povrchu došlo k zvýšení účinnosti z 86,613 % na 88,083 %. [45]



Obr. 6-6 Rotor 37. [44]

Development of a Preliminary Design Method for Subsonic Splittered Blades in Highly Loaded Axial-Flow Compressors je výzkum, který rovněž využívá pokročilé numerické metody. Cílem je vytvoření návrhu lopatkování s aplikací usměrňujících lopatek (splittered vanes) při minimalizaci ztrát nevýpočtovým úhlem náběhu. [46] Usměrňující lopatky jsou oproti standartním lopatkám kratší a jsou umístěny mezi dvěma standartními lopatkami. Jejich účelem je snížit odtrhávání proudu od standartních lopatek. [47] K počátečnímu návrhu využívá CFD metodu, kdy je návrh následně upravován za využití metody MISES. MISES je program navrhnutý na MIT (Massachusetts Institute of Technology), který využívá databázi programů ke zpracování odlišných částí proudění a vytvoření výsledného profilu. Výsledky výzkumu naznačují, že použitím MISES lze dosáhnout optimálního úhlu náběhu s odchylkou 1° . Zároveň použití kratších lopatek, znázorněných na obr. 6-7, mezi standartními lopatkami poskytuje při podzvukové rychlosti proudění nejlepší výsledky při 50 % délce tělivity oproti standartním lopatkám. Použití usměrňujících lopatek má však negativní vliv na hmotnost kompresoru a zvyšuje ztráty třením. [46]



Obr. 6-7 a) standartní lopatka, b) usměrňující lopatka (splittered vanes). [46]

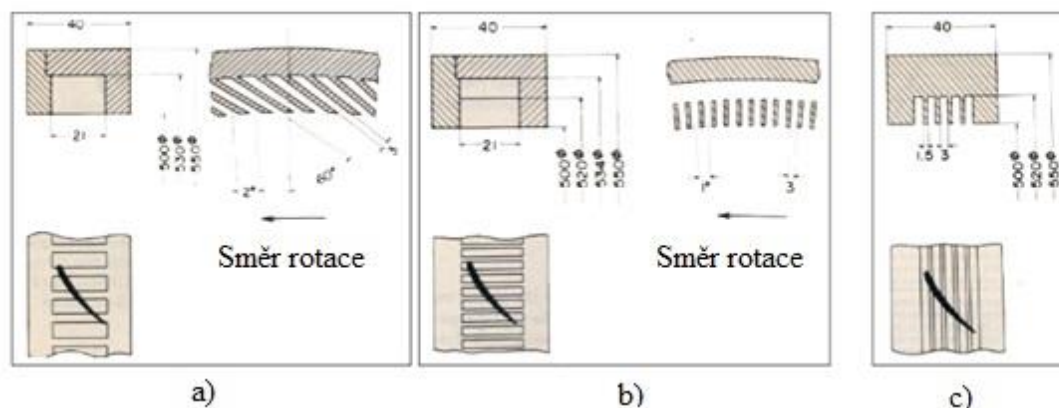
6.4 Použití vírových kanálů (prstenců)

Jedním z hlavních problémů, se kterými se setkáváme u moderních kompresorů o vysokém stlačení při snaze o zvýšení jejich účinnosti, je malá oblast stabilní práce. Rozšířením této oblasti můžeme dosáhnout zvýšení stlačení kompresoru.[23] K rozšíření oblasti stability napomáhají právě vírové kanály, překryté mříží, které ovlivňují proudění vzduchu v oblasti vrcholů lopatek rotoru. Jejich aplikaci můžeme vidět na obr. 6-8. Vlivem přirozeného rozložení tlaku na vrcholu lopatky umožňují rozvoj víru na konci lopatky rotoru. Tento vír přispívá ke zvýšení lokální axiální rychlosti proudění v důsledku snížení příčného průtočného průřezu. To pak vede obtékání lopatek optimálnější relativní rychlostí. Vírové kanálky se mohou lišit svým tvarem a úhlem natočení kanálků v mříži v závislosti na aplikaci v rozdílných kompresorech viz obr. 6-9. [15] Toto řešení je dlouho známé. V současnosti se výzkum zaměřuje na hledání optimální konfigurace. Toto řešení umožňuje dosáhnout zlepšení výkonu kompresoru bez nutnosti složitého ovládání, jelikož se jedná o samočinný systém závislý pouze na geometrii.



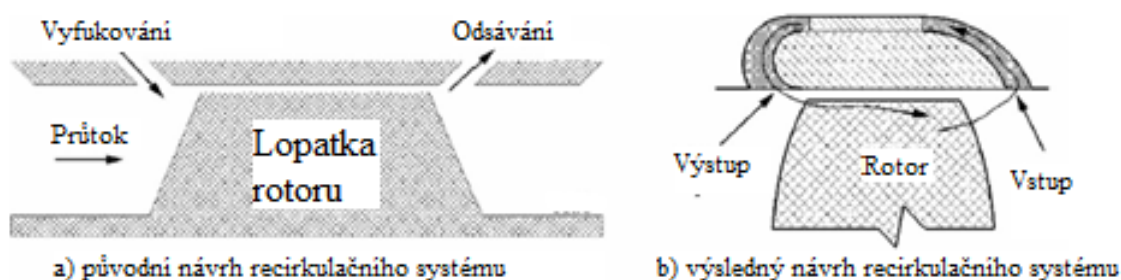
Obr. 6-8 Použití vírových kanálů na vstupu do kompresoru. [24]

Existují i další způsoby zvyšování stabilní oblasti kompresoru a jeho účinnost. Jedním z nich je použití otvorů. Obdobně jako drážkování i otvory mohou být umístěny pod různými úhly. [20] Užití otvorů lze rovněž považovat za nestálou budící frekvenci v oblasti vrcholu lopatky, kde je budící frekvence určena počtem otvorů. Bylo zjištěno, že existuje nelineární funkční vztah mezi budící frekvencí a aerodynamickým chováním kompresoru. Užitím správné budící frekvence lze zvýšit nejen celkovou účinnost, ale i stabilní oblast a hmotnostní průtok kompresorem. Toto navýšení může dosáhnout až 0,17 %, 19,86 % a 0,81 %. [24]



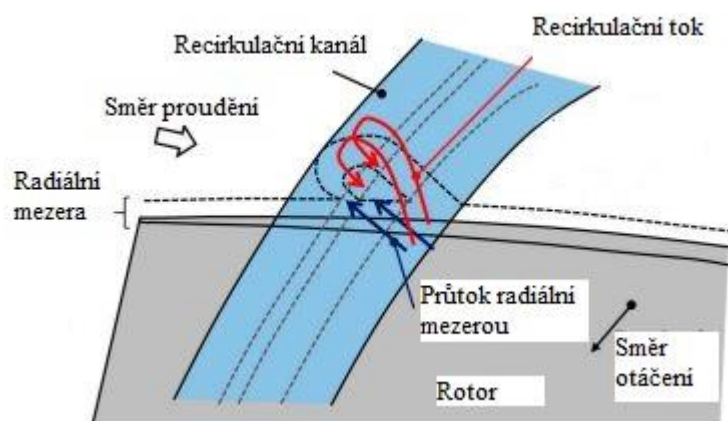
Obr. 6-9 Různé druhy vírových prstenců: a) Axiální-radiální otvory, b) Axiální otvory, c) obvodové drážkování. [50]

U starších návrhů mělo rozšíření oblasti stabilní práce negativní vliv na izoentropickou účinnost kompresoru. Mezi novější úpravy vírových prstenců, které jsou méně či více geometricky odlišné od dříve zmíněných metod patří například úprava navržená Hathaway MD [23]. Ten se ve svém výzkumu zabývá odlišnými geometrickými návrhy vírových kanálů, kdy navrhuje druh samočinného recirkulačního systému, kde proud vzduchu dodáván za pomoci vyfukování (Obr. 6-10 a)). Zkoumáním účinku této metody vznikl návrh modifikované verze (Obr. 6-10 b)), která je na základě dosažených výsledků schopná poskytnout nárůst stabilní oblasti bez snížení účinnosti nebo stlačení kompresoru. [23]



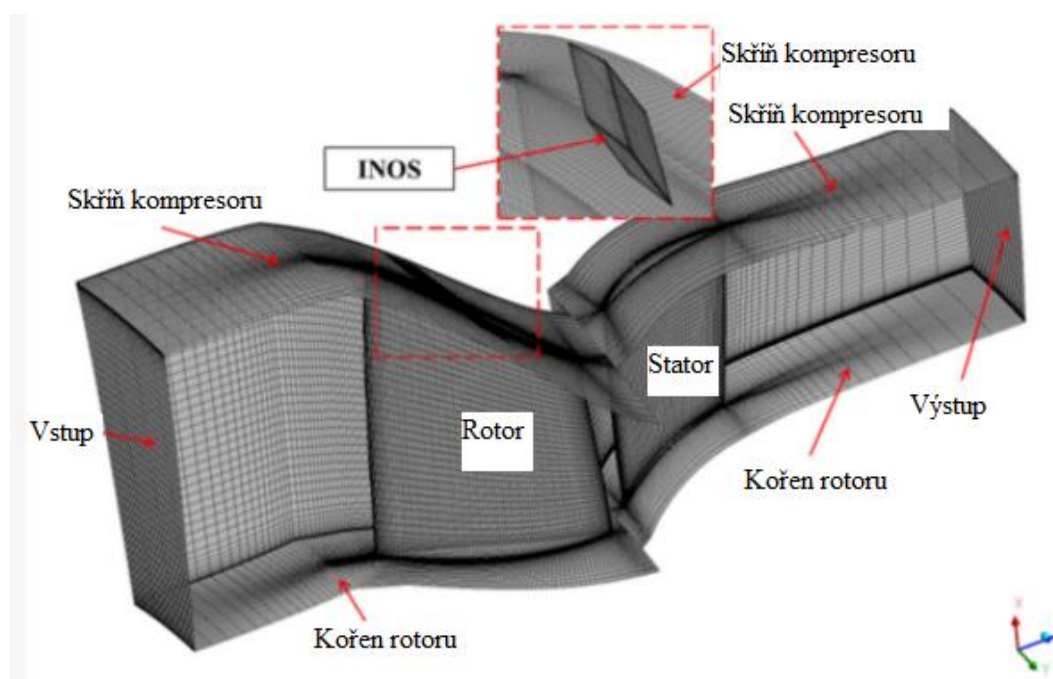
Obr. 6-10: Návrh samočinného recirkulačního systému: a) původní návrh, b) výsledná verze. [23]

Obdobnou metodou se zabývá výzkum Effect of a Recirculating Type Casing Treatment on a Highly Loaded Axial Compressor Rotor. Ten řeší použití osově symetrických recirkulačních kanálů, které jsou navrhovány za pomoci CFD metod. K testování aplikovaných úprav používá již zmíněný Rotor 37 od NASA. Odtok recirkulačního kanálu je ve tvaru trysky umístěn naproti vrcholu lopatky viz obr. 6-11, čímž dochází k přemístění proudění po povrchu skříně kompresoru dále po proudu. Tím je dosaženo zmenšení úhlu náběhu na vrcholu lopatky rotoru a zmenšení ztrát sekundárním prouděním. [48]



Obr. 6-11 Návrh recirkulačního systému. [48]

Odlišný přístup je použit při použití tzv. inclined oblique slots (INOS), tedy vystouplých nakloněných otvorů. Jejich vlivem na stabilitu práce a účinnost se zabýval výzkum Stability Enhancement of a Single-Stage Transonic Axial Compressor Using Inclined Oblique Slots, který k testování využívá rovněž na Rotoru 37 kompresoru NASA v Glennově výzkumném středisku. Celkem 36 otvorů bylo rovnoměrně rozmístěno naproti vrcholu lopatky rotoru. Za pomoci CFD metod byl následně analyzován jejich vliv na stabilitu práce, účinnost a stlačení kompresoru. Z analýzy vyplývá, že použitím INOS, lze dosáhnout zvýšení oblasti stabilní práce o 37,1 % bez významného vlivu na účinnost nebo stlačení kompresoru. Na obr. 6-12 můžeme vidět tvar otvorů INOS. [49]

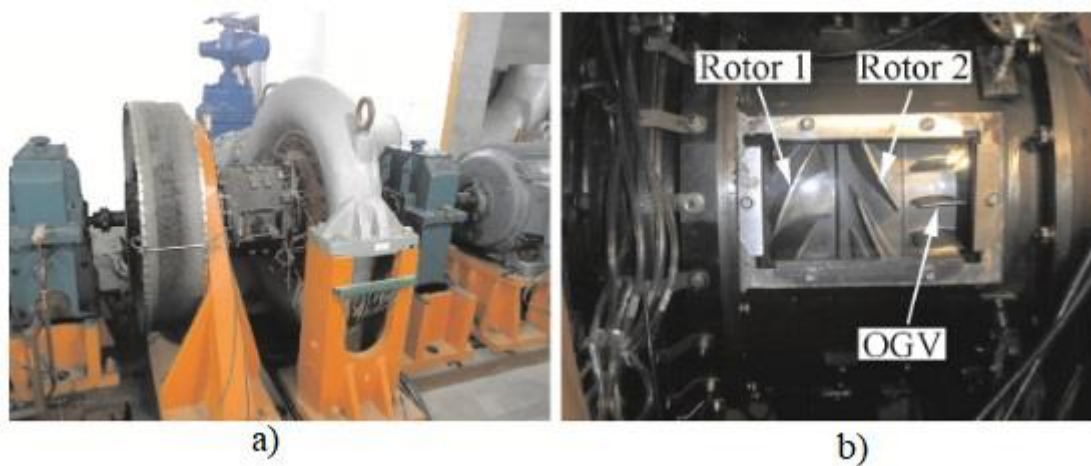


Obr. 6-12 Aplikace metody INOS ve skříni kompresoru. [49]

6.5 Protiběžné rotory

V moderních axiálních kompresorech obvykle dochází k tomu, že tečná složka rychlosti je vlivem satoru nulová ($u_1 c_1 = 0$) a rychlost má tedy pouze axiální směr. Ovšem při dosažení záporného směru tečné složky rychlosti ($u_1 c_1 < 0$) lze dosáhnout zvýšení práce kompresoru. Toho lze dosáhnout tzv. rozvířením, buď snížením natočení statorových lopatek, popřípadě jejich úplným odstraněním, nebo protiběžným směrem otáčení rotorových lopatek. [36] Použití protiběžných rotorů se v poslední době aplikuje společně s odsáváním mezní vrstvy viz kap. 6.6.2.

Právě touto metodou se zabývá výzkum *Experimental investigation of a counter-rotating compressor with boundary layer suction*. Ten probíhá na dvoustupňovém axiálním kompresoru, kde je aplikováno odsávání za pomoci dvou otvorů (slots) na lopatkách ve směru sání. Z výzkumu vyplývá, že při kombinaci protiběžných rotorů a odsávání mezní vrstvy lze dosáhnout zvýšení izentropické účinnosti o 4,24 % za cenu poklesu stlačení o 0,1 %. [38] Nevýhodou použití protiběžných rotorů je jejich konstrukční složitost, protože je třeba zajistit rotaci rotoru v rozdílném směru. Toho lze dosáhnout například použitím převodu. [39] Dalšími nevýhodami je nárůst hmotnosti použitím převodovky a nárůst ztrát v okolí převodovky. Zároveň z prozatímních výzkumů vyplývá, že protiběžné rotory jsou efektivní pouze v oblasti stabilní práce kompresoru. V případě práce mimo tuto oblast dochází k výraznému poklesu účinnosti. Použitý kompresor můžeme vidět na obr. 6-13.



Obr. 6-13 a) vnější pohled na kompresor, b) lopatky rotoru a výstupního ústrojí (OGV). [38]

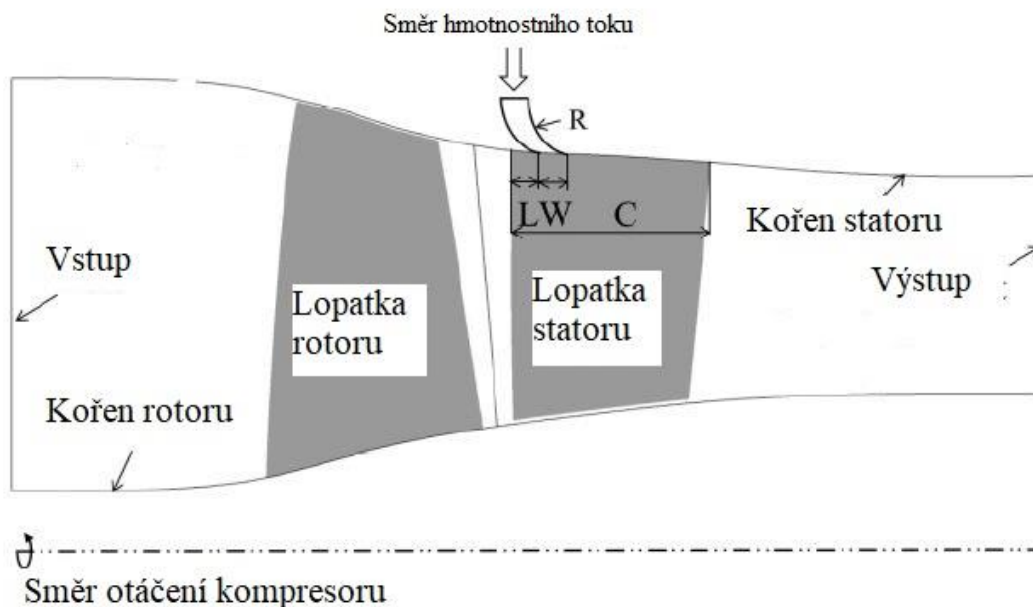
6.6 Aktivní metody řízení proudění

Aktivní metody zvyšování účinnosti pomáhají zlepšovat parametry kompresoru. Tyto metody jsou postaveny na vyfukování a odsávání. Toho dosahují za pomoci senzorů a kontrolních systémů. Systém za pomoci senzorů sleduje určité parametry kompresoru a na jejich základě za pomoci aktuátorů provádí adekvátní úpravu přímo během chodu kompresoru. Tyto aktuátory se liší na základě účelu jejich použití v kompresoru. Aktivní úpravy kompresoru pomáhají dosahovat vysoké účinnosti a stlačení i při odlišných režimech práce kompresoru. Nevýhodou některých aplikací však může být energetická náročnost, nebo požadavky na prostor, hmotnost apod. Zároveň prostředí kompresoru může komplikovat použití senzorů vlivem nepříznivých podmínek jako jsou vysoká teplota, sůl apod. V této kapitole jsou probrány příklady aktivních metod zvyšování účinnosti kompresoru spolu s výzkumy a jejich dosavadními výsledky. [34]

6.6.1 Vyfukování

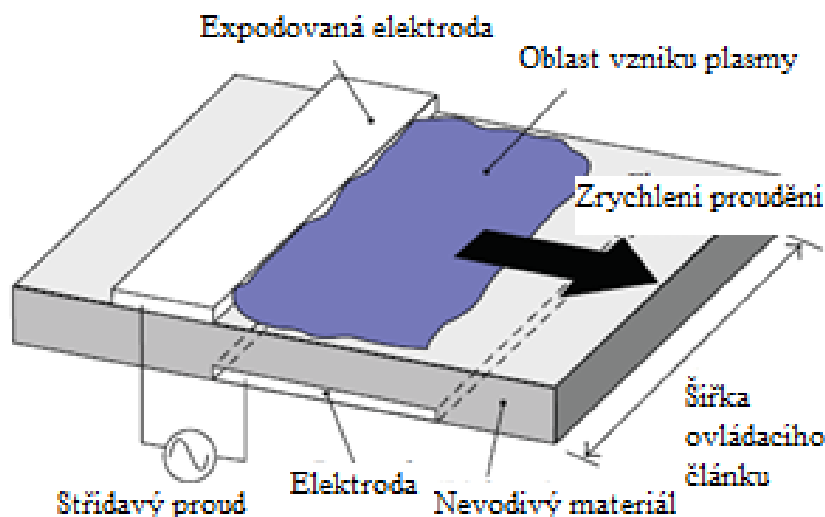
První aktivní metodou zvyšování účinnosti je možnost vyfukování vzduchu nebo jiného média na vrchol odtokové hrany lopatky rotoru. Vyfukování vzduchu do kompresoru slouží k snížení ztrát vlivem rychlostního rozdílu mezi přetlakovou a sací stranou lopatky. Vyfukování vzduchu se uplatňuje rovněž ve statoru. Zde dochází vlivem interakce mezi vysokorychlostním a pomalým prouděním ke vzniku ztrátových procesů, které vedou ke snížení účinnosti kompresoru. [25]

Právě vyfukováním vzduchu do oblasti statoru se zabývá výzkum *Effects of Air Injection on Aerodynamic Performance of a Single-Stage Transonic Axial Compressor*. Zde je k výzkumu využit Rotor 37 NASA, na kterém je za pomoci CFD metod aplikováno vyfukování vzduchu v oblasti statoru. Výsledky jsou následně porovnávány s hodnotami experimentálně provedenými na Rotor 37 bez provedených úprav. Z výsledků vyplývá, že vyfukování vzduchu do oblasti statoru má významný vliv jak na účinnost, tak i stlačení kompresoru. Bylo dosaženo navýšení poměrného stlačení o 0,0045 a zvýšení účinnosti o 1,79 %. K významnému zvýšení stabilní oblasti však nedošlo. [25] Na obrázku 6-14 můžeme vidět znázornění oblasti aplikace vyfukování.



Obr. 6-14 Aplikace vyfukování na Rotor 37. [25]

V souvislosti s vlivem odtržení mezní vrstvy na účinnost, se začala zkoumat metoda využití plazmatu. Výzkum Performance Improvement of Axial Compressors and Fans with Plasma Actuation pojednává o elektrickém řízení hmotnostního toku, kdy jsou plasmové aktuátory (Plasma actuators), ukázané na obr. 6-15, napájené vysokým střídavým napětím při vysoké frekvenci. Tyto aktuátory dodávají hybnost hmotnostnímu toku za pomoci ionizovaného vzduchu. Výhodou této metody je absence nutnosti dodávat vzduch do kompresoru. Účelem je potlačení vlivu odtržení mezní vrstvy na sací straně lopatek, které má za následek prudký pokles stlačení a účinnosti kompresoru. Výzkum se zaměřuje na tři základní aspekty vstřikování plazmatu. Prvním z nich je velikost výboje, kdy se ukázalo, že nárůst účinnosti a stlačení jsou velikosti výboje přímo úměrné. Z hlediska polohy se předpokládalo umístění na sací straně lopatky, kdy nedochází změnou polohy k významnému vlivu na účinnost nebo stlačení, ale byl zjištěn významný vliv na potřebnou dodanou energii. Čím dále od místa odtržení mezní vrstvy byl aktuátor umístěn, tím více energie bylo nutné do něj dodat. Posledním faktorem je způsob vyfukování plazmatu. Při stálém vyfukování byl prokázán pozitivní vliv na účinnost i stlačení. Oproti tomu při nestálém vyfukování nedošlo k významnému nárůstu. Autor ovšem uvádí, že vlivem omezení pouze na CFD simulace, nejsou výsledky nestálého vyfukování plazmatu zcela průkazné a mohou se lišit. [26]

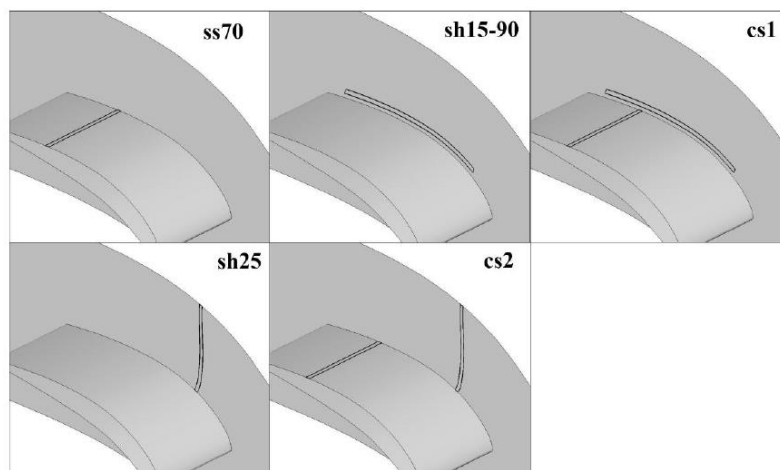


Obr. 6-15: Princip plazmového aktuátoru. [26]

6.6.2 Odsávání mezní vrstvy

Ztráty v mezní vrstvě mají významný podíl na celkových profilových ztrátách v kompresoru. Z kap. 4.8.1 víme, že vlivem tření vzniká proud vzduchu o malé hybnosti na povrchu lopatek, kde se kinetická energie mění na tepelnou. Kromě ztráty hybnosti proudění může při příliš vysokém nárůstu tlaku dojít rovněž k odtržení mezní vrstvy od profilu, což je obdobně doprovázeno vysokými ztrátami. [9] Za účelem omezení vlivu mezní vrstvy na účinnost kompresoru se začaly vyvíjet metody odsávání mezní vrstvy. Jedním ze způsobů odsávání mezní vrstvy je použití otvorů (slot), děr nebo porézního povrchu. Ačkoliv se tyto metody liší svým provedením v principu fungují stejně. Odsávají médium o nízké energii ze sací strany lopatky. [51] K tomu je zároveň nutné použití dutých lopatek, neboť mezní vrstva je odsávána přímo z nich. [27] To zvyšuje komplikovanost konstrukce lopatky a zároveň požadavky na pevnost. Dalším způsobem odsávání spočívá ve využití odsávaného vzduchu k vyfukování na předcházející lopatkovou řadu. Tento systém odsává za pomoci kanálu vzduch z výstupu z rotoru vzduch, který je následně vyfukován zpět na vstupní stranu rotoru. [51] Díky tomu není nutné použití externího zdroje viz kap. 6.4.

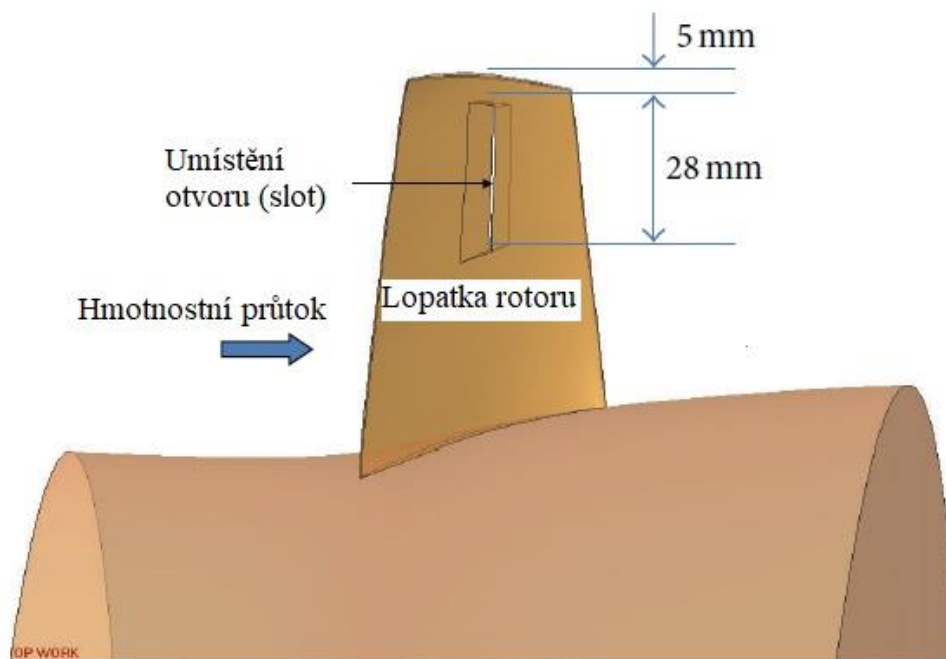
Použitím otvorů se zabývá výzkum Corner Separation Control by Boundary Layer Suction Applied to a Highly Loaded Axial Compressor Cascade. V něm se zabývá nejefektivnějším umístěním odsávání v lopatkové mříži využitím CFD metod na lopatkových kaskádách. Je zde použito 5 různých otvorů s označením Ss70, sh15-90, cs1, cs2 a sh25. umístěných v různých polohách. Prvním je Ss70 vystředěný v 70 % délky tělavy v axiálním směru. Dále sh15-90 umístěné od 15 – 90 % délky tělavy a cs1, který je kombinací předchozích dvou. Zároveň představuje 2 další konfigurace, sh25 umístěnou vycentrovanou v 25 % délky tělavy v axiálním směru a cs2, který je podobně jako cs1 kombinací dalších dvou (Ss70 a sh25) viz obr. 3-4. [31] Všechny tyto konfigurace odsávání lze vidět na obr. 6-16.



Obr. 6-16 Různé polohy odsávání mezní vrstvy. [31]

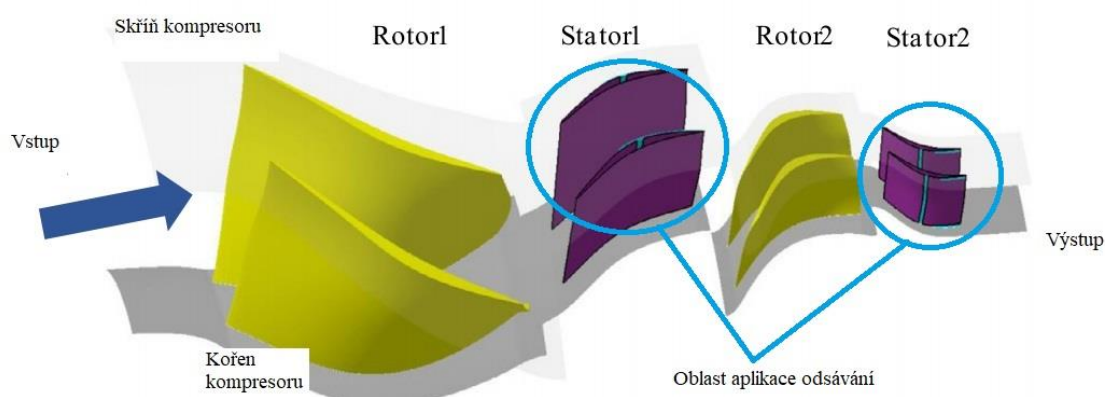
Z provedených numerických výpočtů vyplynulo, že nejvyšší redukce ztrát stlačení dosáhl Ss70 ve výši 47,7 %. Sh15-90 a sh25 dosáhly snížení ztrát o 42,4 % a 44,3 %. Tyto metody ovšem redukují ztráty převážně na středě lopatek, nikoliv v rozích při kontaktu se skříní. K tomu slouží nově použité cs1 a cs2. Ačkoliv se jejich použitím podařilo omezit odtržení mezní vrstvy na okraji lopatek, z výsledků vyplývá, že Ss70 dosahuje lepšího průměrného výsledku na celé rozpětí lopatek. Dle autora je nižší účinnost odsávání metodou cs1 a cs2 (redukce ztrát stlačení 39,4 %) dána tím, že se při výpočtech počítalo s odsáváním o nízké intenzitě, které nebylo schopné odsávat hmotnostní tok a nízké hybnosti. Nejlepších výsledků v rámci kontroly odtržení mezní vrstvy dosahuje použití dvou odsávacích slotů jako je tomu v případě cs1 a cs2. [31]

Dalším výzkumem, který se rovněž zabývá odsáváním mezní vrstvy je Effect of Partial Span Aspiration on the Performance of a Transonic Axial Compressor Rotor: A Numerical Study. Ten využívá jako podklad Rotor 37 NASA, na kterém aplikuje koncept přirozeného odsávání (Natural aspiration). Ten se za pomoci otvorů mezi sací a přetlakovou stranou lopatky snaží naopak dodat energii do mezní vrstvy tak, aby zabránil jejímu odtržení. Za pomoci numerických metod byla zkoušena různá poloha otvorů, kdy se jako nejlepší ukázalo umístění z obr. 6-17. Avšak ani v tomto případě nedošlo k zvýšení izoentropické účinnosti stupně, ale pouze k navýšení stabilní oblasti kompresoru. [52]



Obr. 6-17 Poloha použití přirozeného odsávání (Natural aspiration). [52]

Aplikaci odsávání využívá i výzkum Design and performance analysis of a two-stage transonic low-reaction counter-rotating aspirated fan/compressor with inlet counter-swirl. Tento výzkum se zabývá aplikací odsávání v kombinaci s protiběžnými rotory. Jako podklad využívá dvoustupňový transsonický axiální kompresor. První stupeň kompresoru je konvenční bez použití výše zmíněných úprav. Odsávání, které je aplikováno na stator, spolu s protiběžnými rotory je využito na druhém stupni tohoto kompresoru s nízkým stupněm reakce. Z numerických výpočtů zaměřených na účinnost a stlačení vyplývá, že při použití této kombinace úprav lze dosáhnout zvýšení účinnosti až o 1,55 %. Zároveň došlo k vysokému nárůstu stlačení a to o 129,46 %. Nízký stupeň reakce byl zvolen z důvodu nižší axiální rychlosti a tím i zatížení lopatek. Při příliš vysoké rychlosti by vlivem aplikace odsávání na lopatky docházelo k jejich výraznému zatížení a poklesu spolehlivosti. Rovněž se při konfiguraci polohy odsávání ukázala jako nejlepší oblast s teprve se rozvíjející mezní vrstvou. Účinnost odsávání totiž s výraznějším nárůstem mezní vrstvy začíná rapidně klesat. Autor výzkumu rovněž udává, že k získání přesnějších údajů samotného vlivu odsávání mezní vrstvy je třeba dalšího výzkumu. Na obr. 6-18 můžeme vidět umístění a profil lopatek spolu s oblastí aplikace odsávání. [53]

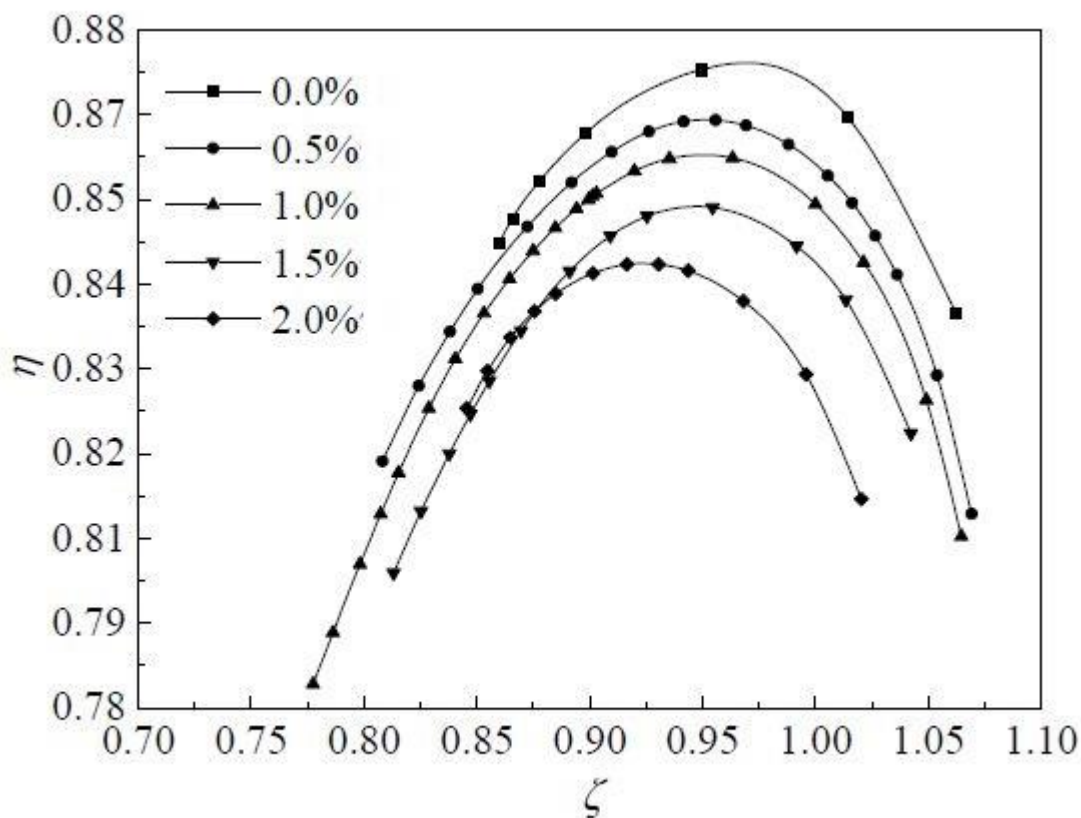


Obr. 6-18 Model lopatkování kompresoru s aplikací odsávání (zvýrazněno modrou barvou). [53]

6.6.3 Aktivní řízení radiální mezery

Vůle mezi skříní a lopatkou kompresoru má za následek vznik ztrát viz kap. 4.6. Tato vůle vzniká vlivem teplotní roztažnosti materiálu, kdy při různých pracovních režimech kompresor dosahuje rozdílných teplot. K teplotním rozdílům dochází například vlivem radiální odstředivé rychlosti lopatek, různých koeficientů teplotní roztažnosti a přenosu tepla. [14] [33] Kromě ztrát vlivem proudění radiální mezerou a s tím spojeném vzniku vírů, dochází rovněž ke tření vrcholu lopatek se skříní, což vede k zvýšenému opotřebení a narušení proudění. [33] Proto se pro dosažení optimální velikosti radiální vůle, při všech režimech kompresoru, používají systémy aktivního řízení radiální mezery neboli ACC (Active Clearance Control). [34] Díky těmto systémům lze za pomoci sensorů sledovat skutečnou velikost radiální mezery. Tu lze následně upravovat za pomoci aktuátorů. Díky tomu lze dosáhnout schopnosti reagovat v reálném čase na změnu vůle lopatek vůči skříní kompresoru. [34]

Vlivem rozdílných velikostí radiální mezery na účinnost se zabývá výzkum *Influence of Tip Clearance on Flow Characteristics of Axial Compressor*. K tomu využívá numerických metod aplikovaných na jednostupňový axiální kompresor. Celkem je řešen vliv 5 rozdílných velikostí radiální mezery, které jsou vyjádřeny v poměru k délce tětiny lopatky. Jsou to 0 %, 0,5 %, 1 %, 1,5 % a 2 %. Z výsledků vyplývá, že optimální velikost radiální mezery je 1 % délky tětiny, kdy došlo k navýšení účinnosti oproti 2 % délce tětiny přibližně o 1 % viz obr. 6-19. Ačkoliv se zmenšující se radiální mezerou docházelo k ještě většímu nárůstu účinnosti, příliš malá radiální mezera měla výrazný negativní vliv na oblast stabilní práce kompresoru. [54]



Obr. 6-19 Výsledná izoentropická účinnost – η v závislosti na poměrném hmotnostním toku – ξ a radiální mezeře. [54]

Právě k dosažení optimální radiální mezery slouží ACC. Hlavním problémem, se kterým se při aplikaci senzorů konstruktéři setkávají, je neschopnost senzorů dlouhodobého provozu v prostředí kompresoru. Značná část senzorů jako například optické, či mikrovlnné senzory nejsou schopny pracovat v oblastech vysokých teplot kompresoru a jsou rovněž ovlivňovány nečistotami jako voda, nebo sůl, které jsou součástí hmotnostního toku. V systému NSMS (Non-Intrusive-Stress-Measurement-System), vyvíjeném v rámci programu JSF (Joint Strike Fighter) letounu F-35 námořnictva Spojených států Amerických, se proto můžeme setkat s výzkumem použitím permanentních magnetů. Ty umožňují statickému magnetickému poli proniknout vodivým materiálem skříně do kompresoru, kde pohyb lopatek způsobuje vznik sekundárních magnetických vírů, které jsou následně snímány senzory vířivých proudů. Ty, ačkoliv jsou rovněž náchylné na teplotu, mohou pracovat při znečištění média. Díky využití magnetického pole mohou být senzory umístěny v příznivějším prostředí mimo oblast kompresoru a nevyžadují příliš vysoké chlazení. [33]

Po změření aktuální velikosti radiální mezery je její velikost upravena za pomoci aktuátorů. Aktuátory upravují pozici skříňe kompresoru takovým způsobem, aby bylo dosaženo optimální radiální mezery mezi lopatkou a skříní kompresoru. Využívat se mohou například aktuátory mechanické, pneumatické nebo teplotní. [34]

7 SHRUTÍ VLIVU INOVACÍ NA ÚČINNOST KOMPRESORU

V tab. 7-1 jsou shrnuty hodnoty zvýšení účinnosti získané z jednotlivých výzkumů. Protože se jedná o rozdílné výzkumy prováděné za použití rozdílných parametrů, mohou se hodnoty při reálné aplikaci lišit od hodnot z výše zmíněných výzkumů.

Tab. 7-1 Shrnutí vlivu jednotlivých metod na účinnost kompresoru.

Použitá metoda	Zvýšení účinnosti kompresoru [%]
Protiběžné rotory + odsávání mezní vrstvy	$\hat{=}$ 4,24
Vyfukování	$\hat{=}$ 1,79
Aktivní řízení radiální mezery	$\hat{=}$ 1,5
3D tvarované lopatky	$\hat{=}$ 1,47
Vírové prstence	$\hat{=}$ 0,17
Odsávání mezní vrstvy	$\hat{=}$ 0,17

Z tab. 7-1 vyplývá, že největší podíl na zvýšení účinnosti mají protiběžné rotory v kombinaci s odsáváním mezní vrstvy. Obdobný význam má vyfukování do kompresoru a 3D tvarování lopatek za pomoci numerických metod. Významné je rovněž aktivní řízení radiální mezery, kdy při příliš velké radiální mezeře může dojít k výraznému poklesu účinnosti. Ačkoliv při použití vírových prstenců nebo samotného odsávání mezní vrstvy nedochází k příliš vysokému nárůstu účinnosti, obě metody mají významný vliv na rozšíření oblasti stabilní práce kompresoru viz kap. 3.

8 ZÁVĚR

V této práci, zaměřené na axiální transsonické kompresory, jsou popsány základní principy fungování axiálních kompresorů, jejich klíčové parametry a ztráty, které vznikají při jejich provozu. Dále jsou zde popsány některé projekty spolu s inovacemi a výzkumy, které se zabývají zvyšováním účinnosti axiálních kompresorů.

Z tab. 5-1 můžeme vyčíst, že největší podíl ztrát tvoří ztráty profilové. Mezi tyto ztráty se řadí ztráty v mezní vrstvě, ztráty při odtržení proudu od profilu a ztráty rázovou vlnou. Dalším významným zdrojem ztrát je radiální mezera. Oblast výzkumů se tedy zabývá převážně vlivem výše zmíněných ztrát na účinnost a snahou o jejich snížení.

Nejvýznamnějšími projekty, mezi jejichž cíle patří inovace v oblasti axiálních kompresorů, patří projekt CleanSky 2 v rámci Evropy a projekt NextGen v rámci USA. Hlavními oblastmi inovací probíraných v této práci jsou 3D tvarované profily lopatek za pomoci CFD metod, použití vírových kanálů, protiběžné rotory a aktivní metody řízení proudění. Aktivní metody řízení proudění dále dělíme na vyfukování, odsávání mezní vrstvy a aktivní řízení radiální mezery. Z výzkumů věnujících se jednotlivým inovacím vyplývá, že největšího zvýšení účinnosti, dle výzkumu *Experimental investigation of a counter-rotating compressor with boundary layer suction*, lze dosáhnout použitím protiběžných rotorů v kombinaci s odsáváním mezní vrstvy. Použití protiběžných rotorů je však konstrukčně náročné a zvýšení účinnosti je náchylné na oblast stabilní práce, kdy mimo výpočtový režim dochází k poklesu účinnosti.

Významné zlepšení v oblasti zvýšení účinnosti a stlačení kompresoru může poskytnout použití 3D tvarovaných lopatek v kombinaci s vyfukováním. Rovněž lze předpokládat postupné použití aktivních systémů řízení radiální mezery, aby se zamezilo přílišnému poklesu účinnosti. Aktivní systémy řízení proudění jsou však stále spíše ve stádiu testování. Hlavním způsobem zvyšování účinnosti nadále zůstává využití CFD metod pro tvarování lopatek. Tato metoda se neustále zdokonaluje s rozvojem počítačových technologií. Použití výše zmíněných inovací jako například vyfukování, či odsávání je spojeno s vysokými konstrukčními nebo energetickými nároky. Proto zůstává ve stádiu experimentů. Mezi další technologie, která se stále častěji používá u moderních turbodmychadlových motorů patří použití reduktorů. Ty slouží k optimalizaci rychlostí mezi dmychadlem a kompresorem. Tuto technologii využívá například tzv. Ultrafan od společnosti Rolls-Royce.

S budoucí aplikací těchto inovací můžeme očekávat nárůst ceny vlivem konstrukční složitosti daných systémů. Proto lze tyto inovace nejdříve očekávat u velkých dopravních letadel, která mohou díky vyšší účinnosti kompresorů přinést významné úspory paliva.

9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] OTT, Adolf. *Pohon letadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1993. ISBN 80-214-0522-8.
- [2] ŽEŽULA, Jiří. Jak se letadla dělí podle typu pohonu a principy fungování různých druhů letadlových motorů. *Flying Revue* [online]. 27.11.2018 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://www.flying-revue.cz/svet-letecke-dopravy-struktura-letadloveho-parku>
- [3] The jet engine. In: *The jet engine* [online]. Fifth edition. London: Rolls-Royce, 1986, s. 1-35 [cit. 2021-04-06]. ISBN 0 902121 2 35. Dostupné z: <http://www.valentiniweb.com/piermo/meccanica/mat/Rolls%20Royce%20-%20The%20Jet%20Engine.pdf>
- [4] KOCÁB, Jindřich a Josef ADAMEC. *Letadlové motory*. Praha: Kant, 2000, 176 s. ISBN 80-902914-0-6.
- [5] BOYCE, Mehervan. *2.0 Axial-Flow Compressors* [online]. In: . s. 163-192 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://www.netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/2-0.pdf>
- [6] SFORZA, Pasquale M. *Theory of Aerospace Propulsion* [online]. Second Edition. Oxford: Todd Green, 2017 [cit. 2021-04-06]. ISBN 978-0-12-809326-9. Dostupné z: https://books.google.cz/books?id=GNYCDAQAQBAJ&printsec=frontcover&hl=cs&source=gbv_ViewAPI&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
- [7] *Rolls-Royce RB211* [online]. Wikiwand [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: https://www.wikiwand.com/cs/Rolls-Royce_RB211
- [8] *Hybrid Thermally Efficient Core (HyTEC)* [online]. Cleveland: Glenn Research Center, 2020 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www1.grc.nasa.gov/aeronautics/hytec/#hytec-approach>
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. *Transformační technologie* [online]. Brno, 2009 [cit. 2021-4-18]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/seznam-clanku.html#teorie-lopatkovych-stroju>
- [10] FOJTL, Michal. *ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI AXIÁLNÍCH KOMPRESORŮ LETECKÝCH MOTORŮ* [online]. Brno, 2014 [cit. 2021-4-18]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/68675>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [11] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. : il. ; 30 cm + diagramy ([3] složené l.). ISBN 978-80-214-4300-6.
- [12] Polytrropic Efficiency. *ScienceDirect* [online]. 2013 [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/polytrropic-efficiency>

- [13] W. BOTHA, Berend. *Determining the Impact of the Different Losses on Centrifugal Compressor Design* [online]. In: . R & D Journal, 2005, s. 23-31 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: https://cdn.ymaws.com/www.saimeche.org.za/resource/collection/1A689269-FE0A-4DC1-B1EC-5ABFF5534FC1/Botha_and_Moolman-2005_11__600_dpi_-_2005__21_3__23-31.pdf
- [14] HALL, Clare a Stephanie April WEICHERT. *Tip Clearance Flows in Axial Compressors: Stall Inception and Stability Enhancement* [online]. Cambridge, September 2011 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/7434291.pdf>. Disertační práce. University of Cambridge.
- [15] BIOLLO, Roberto a Ernesto BENINI (ED.). *State-of-Art of Transonic Axial Compressors* [online]. In: . Rijeka: InTech, 2011, s. 26-44 [cit. 2021-04-23]. ISBN 978-953-307-611-9. Dostupné z: <https://www.intechopen.com/books/advances-in-gas-turbine-technology/state-of-art-of-transonic-axial-compressors>
- [16] BALHÁREK, Vladimír. *PROUDĚNÍ V LOPATKOVÝCH MŘÍŽÍCH* [online]. Olomouc, 2010 [cit. 2021-4-23]. Dostupné z: http://stretch.fs.cvut.cz/2010/sbornik_2010/pdf/1052.pdf
- [17] *Implementation And Validation Of Loss Prediction Methods To An Existing One Dimensional Axial Turbine Design Program* [online]. Stockholm, 2011 [cit. 2021-04-23]. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:754700/FULLTEXT01.pdf>. Disertační práce. KTH School of Industrial Engineering and Management.
- [18] Lambda Shock. *ScienceDirect* [online]. 2018 [cit. 2021-4-24]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/lambda-shock>
- [19] ABATE, Giada. *AERODYNAMIC OPTIMIZATION OF A TRANSONIC AXIAL COMPRESSOR ROTOR* [online]. Padova, 2012 [cit. 2021-4-24]. Dostupné z: http://tesi.cab.unipd.it/42424/1/Tesi_Giada_Abate.pdf. Diplomová práce. UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA.
- [20] BIOLLO, Roberto. *SYSTEMATIC INVESTIGATION ON SWEEP AND LEANED TRANSONIC COMPRESSOR ROTOR BLADES* [online]. Padova, 2008 [cit. 2021-4-24]. Dostupné z: <http://paduaresearch.cab.unipd.it/918/1/Tesi.pdf>. Disertační práce. UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA.
- [21] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [22] KWEDIKHA, Ali R. *Aerodynamic effects of blade sweep and skew applied to rotors of axial flow turbomachinery* [online]. Budapešť, 2009 [cit. 2021-4-24]. Dostupné z: <https://repozitorium.omikk.bme.hu/bitstream/handle/10890/878/ertekezes.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Disertační práce. Budapest University of Technology and Economics.

- [23] SUN, Xiaofeng. Recent development of casing treatments for aero-engine compressors. *ScienceDirect* [online]. **2018** [cit. 2021-4-24]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S100093611830356X>
- [24] Casing Treatment: Recent advances in transonic axial compressor aerodynamics. *ScienceDirect* [online]. 2013, **2019** [cit. 2021-4-24]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/casing-treatment>
- [25] DINH, Cong Truong a Kwang-Yong KIM. Effects of Air Injection on Aerodynamic Performance of a Single-Stage Transonic Axial Compressor. *ResearchGate* [online]. **2016** [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/308718087_Effects_of_Air_Injection_on_Aerodynamic_Performance_of_a_Single-Stage_Transonic_Axial_Compressor
- [26] LEMIRE, Sebastien, Huu Duc VO a Michael BENNER. Performance Improvement of Axial Compressors and Fans with Plasma Actuation. *ResearchGate* [online]. 2009 [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/42387007_Performance_Improvement_of_Axial_Compressors_and_Fans_with_Plasma_Actuation
- [27] MERCHANT, Ali A. *Design and analysis of axial aspirated compressor stages* [online]. Boston, 1999 [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/9362>. Disertační práce. Massachusetts Institute of Technology.
- [28] *Continuous Lower Energy, Emissions, and Noise (CLEEN) Program* [online]. Washington, DC: Federal Aviation Administration, 2021 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: https://www.faa.gov/about/office_org/headquarters_offices/apl/research/aircraft_technology/cleen/#pg
- [29] *What is NextGen?* [online]. Washington, DC: Federal Aviation Administration, 2021 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: https://www.faa.gov/nextgen/what_is_nextgen/
- [30] *Aviation* [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://aviation.stackexchange.com/questions/33121/what-does-the-actual-path-of-air-within-a-turbojet-engine-look-like>
- [31] YANGWEI, Liu. Corner Separation Control by Boundary Layer Suction Applied to a Highly Loaded Axial Compressor Cascade. *ResearchGate* [online]. 2014 [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/277687140_Corner_Separation_Control_by_Boundary_Layer_Suction_Applied_to_a_Highly_Loaded_Axial_Compressor_Cascade?enrichId=rgreq-4154032406824d946e5822726a904d4b-XXX&enrichSource=Y292ZXJQYWdlOzI3NzY4NzE0MDtBUzozMjQ1NDc0MTk1NDE1MDhAMTQ1NDM4OTU0MjY5OA%3D%3D&el=1_x_3&esc=publicationCoverPdf

-
-
- [32] FERRER-VIDAL, Luis E. A Loss and Deflection Model for Compressor Blading at High Negative Incidence. *Journal of Turbomachinery* [online]. 2019 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article/141/12/121001/975863/A-Loss-and-Deflection-Model-for-Compressor-Blading>
- [33] REAL-TIME TIP-CLEARANCE ACTIVE CONTROL SYSTEM. *NIST-National Institute of Standards and Technology* [online]. 2011 [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: https://www.nist.gov/system/files/documents/2017/05/09/259_real_time_tip_clearance_active_control_system.pdf
- [34] ACTIVELY CONTROLLED COMPONENTS. *NATO Science and Technology organization* [online]. [cit. 2021-4-25]. Dostupné z: <https://cupdf.com/document/tr-avt-128-02.html>
- [35] FENG, Gao. *Advanced Numerical Simulation of Corner Separation in a Linear Compressor Cascade* [online]. Lyon, 2014 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/261750806_Advanced_Numerical_Simulation_of_Corner_Separation_in_a_Linear_Compressor_Cascade. Disertační práce. Ecole Centrale de Lyon.
- [36] KIRCHNER, Jody. *Aerodynamic design of an aspirated counter-rotating compressor* [online]. Boston, 2002 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/8096>. Diplomová práce. Massachusetts Institute of Technology.
- [37] Effect of forward sweep in a transonic compressor rotor. *Semantic Scholar* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Effect-of-forward-sweep-in-a-transonic-compressor-Passrucker-Engber/43e6c2cb9d7ce619aacc017fb4715bcd62e2bda9#citing-papers>
- [38] LEI, Shi a Liu BO. Experimental investigation of a counter-rotating compressor with boundary layer suction. *ScienceDirect* [online]. 2015 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936115000886>
- [39] GEHLOT, Vinod a Magdy S. ATTIA. *Multi-stage axial compressor with counter-rotation using accessory drive* [online]. In: . 2013 [cit. 2021-4-26]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US20140286749A1/en>
- [40] HALL, D. K. Performance Limits of Axial Compressor Stages. *MIT Open Access Articles* [online]. Cambridge (Massachusetts): Massachusetts Institute of Technology, 2012 [cit. 2021-4-29]. Dostupné z: https://dspace.mit.edu/bitstream/handle/1721.1/116400/479_1.pdf?sequence=1&isAllowed=y

- [41] BANIHANI, Ehab. Boundary-Layer Theory of Fluid Flow past a Flat-Plate: Numerical Solution using MATLAB. *ResearchGate* [online]. 2018 [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/323218834_Boundary-Layer_Theory_of_Fluid_Flow_past_a_Flat-Plate_Numerical_Solution_using_MATLAB
- [42] SRINIVAS, G. Recent developments of axial flow compressors under transonic flow conditions. *Iopscience* [online]. 2017 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/197/1/012078/pdf>
- [43] OYAMA, Akira. High-Fidelity Swept and Leaned Rotor Blade Design Optimization Using Evolutionary Algorithm. *ResearchGate* [online]. 2003 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/228787704_High-Fidelity_Swept_and_Leaned_Rotor_Blade_Design_Optimization_Using_Evolutionary_Algorithm
- [44] MEHDI, Ahad. *Effect of Swirl Distortion on Gas Turbine Operability* [online]. Cranfield, 2014 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/83926964.pdf>. Disertační práce. CRANFIELD UNIVERSITY.
- [45] SONG, You-Joon. Optimization of A Rotor Profile in An Axial Compressor Using Response Surface Method. *KoreaScience* [online]. 2016 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <http://www.koreascience.or.kr/article/JAKO201613360957665.page>
- [46] BAOJIE, Liu. Development of a Preliminary Design Method for Subsonic Splittered Blades in Highly Loaded Axial-Flow Compressors. *ResearchGate* [online]. 2017 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/315059425_Development_of_a_Preliminary_Design_Method_for_Subsonic_Splittered_Blades_in_Highly_Loaded_Axial-Flow_Compressors
- [47] MALIK, Adil. CENTRIFUGAL COMPRESSOR PERFORMANCE IMPROVEMENT THROUGH MULTI SPLITTER IMPELLER. *ResearchGate* [online]. 2019 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/334443544_Centrifugal_Compressor_Performance_Improvement_through_Multi_Splitter_Impeller/fulltext/5d29d22792851cf4407f4ec3/Centrifugal-Compressor-Performance-Improvement-through-Multi-Splitter-Impeller.pdf
- [48] KAWASE, Motoyuki. *Effect of a recirculating type casing treatment on a highly loaded axial compressor rotor* [online]. University of Leicester, 2019 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://leicester.figshare.com/articles/journal_contribution/Effect_of_a_recirculating_type_casing_treatment_on_a_highly_loaded_axial_compressor_rotor/10238858
- [49] WUONG, Tien-Dung. Stability Enhancement of a Single-Stage Transonic Axial Compressor Using Inclined Oblique Slots. *MDPI Open Access Journals* [online]. 2021 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/9/2346>

[50] ERLER, Engin. *AXIAL COMPRESSOR BLADE DESIGN FOR DESENSITIZATION OF AERODYNAMIC PERFORMANCE AND STABILITY TO TIP CLEARANCE* [online]. Montreal, 2012 [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/213617905.pdf>. Disertační práce. UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL.

[51] ZIEGLER, Bartosz. BOUNDARY LAYER CONTROL IN TRANSONIC COMPRESSOR FLOWS. *JOURNAL OF MECHANICAL AND TRANSPORT ENGINEERING* [online]. 2015 [cit. 2021-5-4]. Dostupné z: http://www.repozytorium.put.poznan.pl/Content/398380/jmte_2015_67_3_06_ziegler.pdf

[52] VIJAYKUMAR, Jain. Effect of Partial Span Aspiration on the Performance of a Transonic Axial Compressor Rotor: A Numerical Study. *ResearchGate* [online]. 2015 [cit. 2021-5-4]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/284096237_Effect_of_Partial_Span_Aspiration_on_the_Performance_of_a_Transonic_Axial_Compressor_Rotor_A_Numerical_Study

[53] SHIJUN, Sun. Design and performance analysis of a two-stage transonic low-reaction counter-rotating aspirated fan/compressor with inlet counter-swirl. *ScienceDirect* [online]. 2020 [cit. 2021-5-4]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1270963821000316>

[54] SONG, Moru. Influence of Tip Clearance on Flow Characteristics of Axial Compressor. *MDPI Open Access Journals* [online]. 2020 [cit. 2021-5-5]. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/2227-9717/8/11/1445>

[55] SWIFT, William James. *MODELLING OF LOSSES IN MULTI-STAGE AXIAL COMPRESSORS WITH SUBSONIC CONDITIONS* [online]. Potchefstroom, 2003 [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: https://repository.nwu.ac.za/bitstream/handle/10394/431/swift_wj.pdf?sequence=1. Diplomová práce. School of Mechanical and Materials Engineering at the Potchefstroom University for Christian Higher Education.

[56] Actuators for Surge Control in Gas Turbine. *CORDIS* [online]. [cit. 2021-5-5]. Dostupné z: <https://cordis.europa.eu/project/id/886352>

[57] Development of simulation methods and tools to predict the idle and sub-idle behavior of future large Very High Bypass Ratio geared civil turbofan engines. *CORDIS* [online]. [cit. 2021-5-5]. Dostupné z: <https://cordis.europa.eu/project/id/785349>

[58] Engines. CleanSky [online]. [cit. 2021-5-5]. Dostupné z: <https://www.cleansky.eu/engines>

- [59] JANÉRS, Johan a Jonatan DOMEIJ. *Design Study and Concept Development of Structural Components in a Turbofan Aero Engine* [online]. Luleå, 2019 [cit. 2021-5-5]. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1339897/FULLTEXT01.pdf>. Diplomová práce. Luleå University of Technology.
- [60] World's most efficient large aero-engine. *Rolls-Royce* [online]. [cit. 2021-5-5]. Dostupné z: <https://www.rolls-royce.com/products-and-services/civil-aerospace/airlines/trent-xwb.aspx#/>
- [61] Axial Compressor. *Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery RWTH Aachen* [online]. [cit. 2021-5-5]. Dostupné z: <https://www.ist.rwth-aachen.de/cms/IST/Forschung/Pruefstaende-Windkanale/Grosspruefstaende-IST/~bvufk/Axialverdichter/?lidx=1>
- [62] YAHYA, S. M.: *TURBINES COMPRESSORS AND FANS FOURTH EDITION* [online]. Fourth Edition. New Delhi: ata McGraw Hill Education Private Limited, 2011 [cit. 2021-5-9]. ISBN 978-0-07-070702-3. Dostupné z: https://www.academia.edu/45104448/TURBINES_COMPRESSORS_AND_FANS_FOURTH_EDITION
- [63] Axial Compressors. *ScienceDirect* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/axial-compressors>
- [64] Axial Flow Compressor: Construction, Operation, Velocity Triangle and Efficiency | Thermodynamics. *EngineeringNotes* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: <https://www.engineeringenotes.com/thermal-engineering/rotary-air-compressors/axial-flow-compressor/axial-flow-compressor-construction-operation-velocity-triangle-and-efficiency-thermodynamics/49647>
- [65] PERROTTI, Daniele. *Two Dimensional Design of Axial Compressor An Enhanced Version of LUAX-C* [online]. Lund [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordId=3738187&fileId=3738196>. Diplomová práce. Lund University.
- [66] JAHANMIRI, Mohsen. *Boundary Layer Transitional Flow in Gas Turbines* [online]. Göteborg: CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2011 [cit. 2021-5-18]. ISSN 1652-8549. Dostupné z: <https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/136590.pdf>

10 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

c	$[m \cdot s^{-1}]$	absolutní rychlost
c_u	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová složka absolutní rychlosti
u	$[m \cdot s^{-1}]$	unášivá rychlost
w	$[m \cdot s^{-1}]$	relativní rychlosti
α	$[^\circ]$	úhel absolutní rychlosti
β	$[^\circ]$	úhel relativní rychlosti
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
z	$[m]$	výška hladiny
F	$[N]$	síla
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
$\%r$	$[-]$	stupeň reakce
h	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná entalpie
h_c	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná celková entalpie
Δh_r	$[J \cdot kg^{-1}]$	změna měrné entalpie rotoru
Δh_s	$[J \cdot kg^{-1}]$	změna měrné entalpie statoru
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota média
q	$[J \cdot kg^{-1}]$	dodané měrné teplo média
q_{celk}	$[J \cdot kg^{-1}]$	celkové měrné teplo
q_{td}	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo třením
q_{iz}	$[J \cdot kg^{-1}]$	izoentropické měrné teplo
q_p	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo vlivem profilových ztrát
q_i	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo vlivem nevýpočtového úhlu náběhu
q_s	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo vlivem okrajových ztrát a sekundárního proudění
q_δ	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo vlivem ztrát radiální mezerou
q_{vz}	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo vlivem vzájemných účinků lopatkových mříží
a_r	$[J \cdot kg^{-1}]$	ztráta ventilací
Q	$[J]$	teplo

w	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná práce média
W	$[J]$	práce média
$w_{u,st}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná obvodová práce kompresoru
$W_{c,st}$	$[J]$	práce stupně kompresoru
$w_{c,st}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná práce stupně kompresoru
$w_{c,iz}$	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná práce ideálního děje kompresoru
p	$[Pa]$	statický tlak
p_a	$[Pa]$	celkový tlak
$\pi_{c,st}$	$[-]$	stlačení stupně kompresoru
M_k	$[N \cdot m]$	kroučící moment od hřídele působící na rotor
M_R	$[N \cdot m]$	kroučící moment působící na médium
P	$[W]$	výkon
r	$[m]$	poloměr
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
T	$[K]$	statická teplota
T_c	$[K]$	celková teplota
$\eta_{iz,st}$	$[-]$	izoentropická účinnost stupně kompresoru
$\eta_{pc,k}$	$[-]$	polytropická účinnost kompresoru
γ	$[-]$	izoentropický exponent
n	$[-]$	polytropický exponent
E_k	$[J]$	kinetická energie média
U	$[J]$	vnitřní energie média
E_m	$[J]$	celková přiváděná energie

11 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1	Schéma dvouproudového motoru. [3].....	11
Obr. 1-2	Řez vícestupňovým axiálním kompresorem. [3]	12
Obr. 1-3	Lopatkování stupně kompresoru. [63]	13
Obr. 1-4	Upevnění lopatek rotoru k disku. [3]	13
Obr. 1-5	Průběh statického tlaku – p , absolutní rychlosti média – c a teploty – T na stupni kompresoru. [62]	14
Obr. 1-6	Rychlostní trojúhelník stupně kompresoru. [64]	15
Obr. 1-7	Změna rychlostního pole lopatkové mříže axiálního kompresoru. [1]	16
Obr. 1-8	Rychlostní trojúhelník pro jednotlivé stupně reakce. [10]	17
Obr. 2-1	Historický vývoj celkového stlačení axiálního kompresoru. [5]	18
Obr. 3-1	Základní pracovní charakteristika axiálního kompresoru za konstantních otáček. [55]	24
Obr. 4-1	Oblast vzniku významných ztrát ve stupni kompresoru. [35]	26
Obr. 4-2	Chování proudění kolem lopatek rotoru. [35]	26
Obr. 4-3	Změna proudění vlivem úhlu náběhu: a) kladný úhel náběhu, b) negativní úhel náběhu. [32]	28
Obr. 4-4	Ventilační ztráta rotoru kde: a_r – ztráta ventilací [9].	29
Obr. 4-5	Znázornění vzniku vírů vlivem: a) Okrajových ztrát b) Sekundárních ztrát. [55]	29
Obr. 4-6	Proudění radiální mezerou za lopatkou rotoru. [17]	30
Obr. 4-7	Znázornění vlivu radiální mezery na účinnost kompresoru. [50]	31
Obr. 4-8	Změna proudění v lopatkové mříži axiálního kompresoru. [71]	32
Obr. 4-9	Znázornění rychlostního profilu mezní vrstvy. [41]	33
Obr. 4-10	Rychlostní profil mezní vrstvy na profilu lopatky. [66]	33
Obr. 4-11	Održení mezní vrstvy a vznik úplavu. [16]	34
Obr. 4-12	Održení proudu od profilu. [35]	34
Obr. 4-13	Rychlostní profil za odtokovou hranou lopatky. [65].	35
Obr. 4-14	Zobrazení λ -rázové vlny a održení mezní vrstvy [18]	36
Obr. 5-1	Ztráty ve stupni axiálního kompresoru. [5]	37

Obr. 6-1	Lopatky rotoru kompresoru motoru RB211 před využitím CFD metod. [7]	41
Obr. 6-2	Změna tvaru lopatek s využitím CFD metod. [37].....	42
Obr. 6-3	Změna tvaru lopatek za pomoci: a) šípovitosti b) naklonění. Kde: LE – náběžná hrana loptaky, TE – odtoková hrana lopatky, PS – přetlaková strana lopatky, SS – sací strana lopatky. [50].....	43
Obr. 6-4	Znázornění tětiny na lopatce kompresoru. [50]	44
Obr. 6-5	Rotor 67 a) CFD simulace, b) skutečný pohled. [44].....	45
Obr. 6-6	Rotor 37. [44]	45
Obr. 6-7	a) standartní lopatka, b) rozděľující lopatka (splittered vanes). [46].....	46
Obr. 6-8	Použití vírových kanálů na vstupu do kompresoru. [24]	47
Obr. 6-9	Různé druhy vírových prstenců: a) Axiální-radiální otvory, b) Axiální otvory, c) obvodové drážkování. [50].....	48
Obr. 6-10	Návrh samočinného recirkulačního systému: a) původní návrh, b) výsledná verze. [23]	48
Obr. 6-11	Návrh recirkulačního systému. [48]	49
Obr. 6-12	Aplikace metody INOS ve skřini kompresoru. [49]	49
Obr. 6-13	a) vnější pohled na kompresor, b) lopatky rotoru a výstupního ústrojí (OGV). [38]	50
Obr. 6-14	Aplikace vyfukování na Rotor 37. [25].....	52
Obr. 6-15	Princip plasmového aktuátoru. [26]	53
Obr. 6-16	Různé polohy odsávání mezní vrstvy [31].....	54
Obr. 6-17	Poloha použití přirozeného odsávání (Natural aspiration). [52]	55
Obr. 6-18	Model lopatkování kompresoru s aplikací odsávání (zvýrazněno modrou barvou). [53]	56
Obr. 6-19	Výsledná izoentropická účinnost – η v závislosti na poměrném hmotnostním toku – ξ a radiální mezeře. [54].....	58

12 SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1	Rozdělení ztrát na stupni kompresoru dle [5].	25
Tab. 4-2	Rozdělení profilových ztrát.....	32
Tab. 5-1	Poměr vlivu ztrát na účinnost kompresoru.	37
Tab. 7-1	Shrnutí vlivu jednotlivých metod na účinnost kompresoru.	59